

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE
MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**



**“DIMENSIONAMIENTO DE UNA CENTRAL
TERMOSOLAR DE COLECTORES CILÍNDRICO-
PARABÓLICOS PARA PRODUCIR 5MW EN EL
DISTRITO DE OLMOS”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

Billy Gómez Chavarry

Chiclayo 14 de Noviembre del 2017

**“DIMENSIONAMIENTO DE UNA CENTRAL
TERMOSOLAR DE COLECTORES CILÍNDRICO-
PARABÓLICOS PARA PRODUCIR 5MW EN EL
DISTRITO DE OLMOS”**

POR:

BILLY GÓMEZ CHAVARRY

**Presentada a la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

APROBADA POR EL JURADO INTEGRADO POR

Ing. Alexander Querevalu Morante

PRESIDENTE

Ing. Jony Villalobos Cabrera

SECRETARIO

Ing. Hugo Mundaca Guerra

ASESOR

INDICE

I. Objetivos de la Investigación.....	1
1.1. Objetivo principal	1
1.2. Objetivos específicos	1
1.3. Justificación	1
II. MARCO TEORICO	2
2.1. La energía termosolar	2
2.2. Características	2
2.3. Principales tecnologías	3
2.4. Principales tecnologías de centrales termosolares.....	3
2.4.1 Disco parabólico con motor Stirling	3
2.4.2. Receptor central de torre	4
2.4.3. Receptores lineales Fresnel	6
2.4.4. Colectores cilíndrico-parabólicos	7
2.5. Criterios de selección de una central solar térmica	9
2.6. Selección de la opción tecnológica para el distrito de Olmos	10
III. Descripción del área de estudio.....	12
3.1. Ubicación	12
3.2. Territorio	13
3.3. Clima	13
3.4. Idoneidad de la localización	13
3.5. Requisitos básicos para la instalación de la central termosolar	14
2.5. Datos meteorológicos y ambientales.....	15
3.6. Elección del tamaño de planta solar	16
3.7. Metodología	16
IV. Instalación de concentradores cilindrico-parabólico	17
4.1. Componentes de la instalación	18
4.1.1. El campo solar.....	19
4.1.1.1. Cimentación y estructura	19
4.1.1.2. Elección del colector cilindrico-parabólico	20
4.1.1.3. Elección del tubo absorbedor a emplear en la planta	23

4.1.1.4.	Sistema de seguimiento solar	25
4.1.2.	Sistema de transferencia térmica	26
4.1.2.1.	Fluido de transferencia.....	26
4.1.2.2.	Sistema de fluido térmico HTF	29
4.1.2.3.	Tanque de expansión.....	30
4.1.2.4.	Sistema de bombeo	30
4.1.2.5.	Sistema de almacenamiento	31
4.1.2.6.	Intercambiador de calor	32
4.1.3.	Bloque de potencia.....	33
4.1.3.1.	Generador de vapor	34
4.1.3.2.	Precaentador o Economizador	35
4.1.3.3.	Evaporador	36
4.1.3.4.	Sobrecalentador.....	37
4.1.3.5.	Turbina de vapor	37
4.1.3.6.	Condensador	38
4.1.3.7.	Recalentador	38
4.1.3.8.	Desgasificador	39
4.1.3.9.	Precaentador	39
4.1.3.10.	Torre de refrigeración	40
4.1.4.	Sistemas Auxiliares	40
4.1.4.1.	Sistema de protección contra incendios.....	40
4.1.4.2.	Sistema de ventilación y aire acondicionado.....	41
4.1.4.3.	Sistema de alumbrado	41
4.1.4.4.	Sistemas eléctricos	41
4.1.4.5.	Sistemas de suministro y tratamiento de agua.....	41
4.2.	Componentes de una central termosolar de colectores cilíndricos- parabólicos.....	42
V.	Método de cálculo y diseño.....	43
5.1.	Campo Solar.....	43
5.1.1.	Parámetros de partida para el dimensionamiento del campo solar	44
5.1.2.	Caudal de aceite Therminol VP-1 por fila de CCP	45
5.1.3.	Incremento de temperatura del aceite colector	46
5.2	Número de colectores por cada fila	49

5.3 Número de lazos de la planta termoeléctrica	50
5.4 Configuración del campo solar	52
5.5 cálculo del rendimiento del campo solar	53
5.6. Sistema de transferencia de calor y bloque de potencia	55
5.7. Calculo para la potencia de la caldera auxiliar de gas natural	64
5.8. Calculo para la selección del alternador	66
5.9. Resumen de las características de la central termosolar	67
5.10. Producción de energía eléctrica	68
5.11. Producción eléctrica con caldera auxiliar	69
VI. Análisis económico.....	71
6.1. Análisis de la inversión.....	71
6.1.1 Costes de la central	73
6.1.2 Costes de operación y mantenimiento	73
6.2. Ingresos	74
6.2.1. Precio de la venta de electricidad	74
6.2.2. Análisis económico.....	74
6.2.3. Valor del KWh de la central termosolar.....	74
6.2.4. Valoración del proyecto	75
6.2.5. Valor actual neto (VAN)	75
6.2.6. Tasa interna de rentabilidad (TIR)	75
CONCLUSIONES	77
BIBLIOGRAFIA	79
Anexos A.....	81
Anexos B.....	86

RESUMEN

Este proyecto consiste en el diseño de una central termosolar de colectores cilíndricos-parabólicos para producir 5MW en el distrito de Olmos. Como un prototipo de central con el propósito de determinar sus costos de generación junto con los beneficios ambientales asociados, para su posterior ampliación dentro del distrito de Olmos.

Se tomaron criterios para la selección de la mejor opción tecnológica y de los principales componentes de la central de acuerdo a las condiciones geográficas y meteorológicas de la zona.

Se van a tratar aspectos como el diseño de la planta solar, que implica el dimensionamiento de los espejos de los CCPs, las estructuras de soporte, la elección del fluido conductor (Sales fundidas o aceite sintético), así como los parámetros y especificaciones de los equipos que se van a utilizar en la central termosolar. Para determinar la viabilidad del proyecto se abordarán aspectos económicos y de rentabilidad como inversión necesaria.

Por último, se han expuesto las conclusiones de los cálculos realizados de la central termosolar.

ABSTRACT

This project involves the design of a solar thermal power plant of parabolic cylinder to produce 5MW in Olmos district collectors. As a prototype plant for the purpose of determining their generation costs associated with environmental benefits, for further expansion within the district of Olmos.

Criteria for selection of the best technology choice and the main plant components according to geographical and meteorological conditions in the area were taken.

It will address issues such as the design of the solar plant, which involves the design of the mirrors of the PCCs, support structures, the choice of conductive fluid (molten salts or synthetic oil), as well as parameters and specifications equipment to be used in solar thermal power plant. To determine the economic viability of the project and profitability aspects necessary investment.

Finally, we have presented the conclusions of the calculations of the solar thermal power plant.

INTRODUCCION

El acceso a la energía es un factor determinante para el desarrollo de toda economía local, nacional y global. La escasez o abundancia en el abastecimiento de energía condiciona el crecimiento de los países, dado que la competitividad de sus costos es el primer punto a tomar en cuenta al momento de decidir la ejecución de un proyecto de inversión.

Desde hace ya un tiempo la sociedad se ha dado cuenta que la energía es un bien escaso. Hay que entender bien como se transforma para poder utilizarla de manera más eficiente y menos perjudicial para el medio ambiente.

Para conseguir un desarrollo sostenible los países están impulsando las energías renovables por medio de leyes e instrumento fiscales. Además de incentivar el ahorro energético.

Un alto crecimiento a partir de fuentes propias como el gas natural y fuentes renovables tradicionales y no tradicionales, caracteriza actualmente al sector energético del Perú.

A nivel general, se puede concluir así que la última década ha sido singularmente virtuosa para el Perú, ya que su producción de energía eléctrica se incrementó desde el año 2004 al 2013 en un 92%, mientras que la producción de hidrocarburos lo hizo en un 260%, durante el mismo período.

En cuanto a consumo energético, el Perú representa a junio del 2014, el 0,17% de la demanda global de energías primarias y el 3,26% del total de la región Latinoamérica, que tiene al petróleo como combustible dominante.

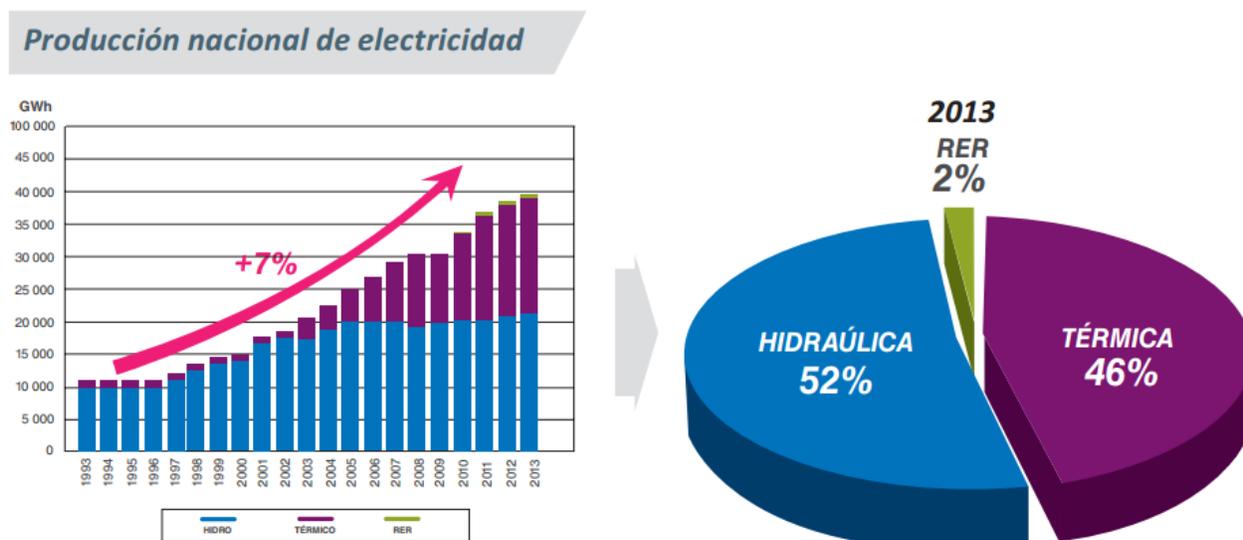
En el Perú, la producción de electricidad ha crecido sostenidamente a una tasa de 7% anual, durante los últimos veinte años. Acorde con esta tendencia, el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) registró una producción real de 39.669 GW.h en el año 2013, lo que representa un aumento de 6,3% respecto del año 2012.

La generación eléctrica en el Perú se encuentra repartida casi equitativamente entre la producción hidroeléctrica con 51,8% del total en el año 2013 y la producción termoeléctrica con un 45,7%, respectivamente; mientras que la producción en base a los recursos energéticos renovables solo alcanza el 2,5%.

El compromiso con las energías renovables continuara de manera decidida en el país. En el ámbito eléctrico, más allá de las centrales de generación renovables convencionales (hidroeléctricas) que vienen operando en el país hace muchos años, se continuara con la promoción de energías renovables no convencionales, entre ellas la energía eólica, solar, minihidros, biomasa, etc.

La región Latinoamérica es abundante en potencial de energías renovables y se constituye actualmente como la región del planeta con mayor participación de las fuentes convencionales. Su evolución en el tiempo ha registrado niveles de participación de más de 90% en la producción de electricidad en años anteriores, según se explica en el siguiente gráfico [19].

Figura 1: Producción de electricidad por fuente



Fuente: MINEM

Figura 2: Desarrollo de los recursos energéticos renovables - RER

Tecnología	Potencia (MW)
Hidroeléctricas < 20 MW	391
Eólicas	232
Solares	96
Otros	27
Total	746

Fuente: MINEM

I. Objetivos de la Investigación

1.1. Objetivo principal

Dimensionar una central termo-solar con una potencia de 5 MW en el distrito de Olmos utilizando la tecnología de colectores cilíndricos.

1.2. Objetivos específicos

- Analizar la base de datos de la radiación solar anual y la temperatura en el distrito de Olmos y establecer si es viable la instalación de una central termosolar.
- Hacer un análisis de la elección tecnológica a instalar de acuerdo a las condiciones de locación.
- Hacer los cálculos para el área de los CCPs teniendo en cuenta las condiciones de localización y la elección del fluido térmico.
- Dimensionar los principales elementos de la central: intercambiadores de calor, turbina, generador, bombas, condensador.
- Desarrollar un análisis económico para la factibilidad del costo de kW/h de la central.

1.3. Justificación

El déficit de energía eléctrica en la ciudad de Olmos para el año 2020 con el crecimiento a nivel industrial, y el problema energético con uso de energías renovables para la sostenibilidad de la sociedad cambiando la matriz energética en el Perú.

II. MARCO TEORICO

2.1.La energía termosolar

Las primeras aplicaciones de la energía solar llevan a los colectores concentradores durante el siglo XVIII, se empleaban superficies solares para fundir hierro, cobre y otros metales. Estas superficies estaban compuestas hierro, lentes de vidrio y espejos. Su uso se centraba en Europa y en Oriente Próximo. Fue el químico francés, Lavoisier, quien consiguió alcanzar grandes temperaturas, llegando a los 1 750 °C. Con la aparición de la máquina de vapor en el siglo XIX se intentó convertir la energía solar en otra forma de energía para poder así operar este tipo de aparatos. Esta tentativa es la ha hecho que la energía termosolar comenzará su desarrollo e implantación en diferentes países que apostaron por su utilización allá por los años 70.

El concepto en que se basa la energía termosolar es la concentración de los rayos del sol en un receptor para conseguir elevadas temperaturas que generen vapor y operar con un ciclo de potencia. Este tipo de tecnología solo utiliza la radiación directa normal incidente (DIN), lo que hace que se pierda una parte de la energía que nos llega, la radiación difusa [7].

2.2.Características

Una de las peculiaridades que la termosolar es su capacidad de almacenamiento para su posterior uso. Si se le añade la capacidad de integrar un sistema de apoyo de generación, se obtiene una tecnología completamente flexible en cuanto a la demanda, cosa que no es posible con otras técnicas como la eólica o la fotovoltaica. Esta ventaja de poder producir incluso en días nublados o durante la noche es uno de sus mayores atractivos. En cuanto a limitaciones, la gran distancia que puede existir entre los puntos de generación y de consumo de grandes cantidades de electricidad hace que se tenga muy en cuenta la eficiencia de este transporte.

No sólo la generación de electricidad se puede beneficiar de la termosolar. Aplicaciones como producir calor para procesos industriales, cogeneración de calor, frío y electricidad, desalinizar agua o cocinas solares entre otras contribuyen a su utilización. Una de las prácticas que se están investigando y que también que hace atractiva a la termosolar es su contribución a los combustibles solares. Por medio de procesos termoquímicos es posible producir hidrógeno utilizando como fuente de calor la radiación solar. Se trata de la llamada economía del hidrógeno de la que se hablará en el futuro. Actualmente, requiere solventar algunos retos tecnológicos, económicos y sociales. Este avance podría suponer una gran serie de ventajas en la producción de combustibles líquidos, limpieza de oleoductos o generación de electricidad entre otras [7].

2.3.Principales tecnologías

La energía solar térmica necesita de un sistema de concentración de la radiación para la producción de energía. Esta energía calienta un fluido que alimenta un ciclo de vapor, el cual, se encarga de generar energía eléctrica.

Según las dimensiones en las que se concentra la radiación solar tenemos dos grupos. Uno que dirige la energía del Sol a una línea y otro que lleva la radiación a un punto.

En los sistemas de concentración bidimensional hay dos tipos:

- Reflectores lineales Fresnel: esta tecnología concentra la energía reflejada en espejos situados hacia un tubo.
- Canales parabólicos: la línea donde se coloca el receptor es la línea focal de una parábola formada por espejos hacia un tubo.

En cuanto al segundo grupo hay dos tipos también:

- Receptor central: un campo de heliostatos refleja la radiación hacia una torre donde se recoge y la utilizan para el ciclo de potencia o ser almacenada.
- Disco parabólico con motor Stirling: son pequeñas unidades capaces de trabajar de manera independiente a través de un motor Stirling.

Las principales ventajas e inconvenientes de todos estos sistemas son:

- Ventajas: el fluido de trabajo llega a altas temperaturas, mayor eficiencia térmica, vacío en los receptores reduciendo las pérdidas de calor, menor necesidad de material y coste por m² más bajo.
- Inconvenientes: necesitan sistemas de seguimiento solar y se necesita una limpieza constante para mantener sus propiedades.

2.4. Principales tecnologías de centrales termosolares

2.4.1 Disco parabólico con motor Stirling

Este tipo de tecnología está compuesta por una gran cantidad de unidades autónomas conectadas a motores Stirling situados en el foco. La forma de su colector solar es la de un disco parabólico o paraboloide de revolución, construido en tamaños del orden de los 10 m de diámetro. Gracias a la curvatura parabólica del concentrador y a la baja relación distancia focal/diámetro ($f/D=0.6$) se puede conseguir altas relaciones de concentración por encima de 3000. Se trata de una de las tecnologías que mayores eficiencias pueden conseguir transformando más del 25% de la radiación incidente en energía eléctrica y con unas temperaturas de trabajo que varían entre 650 y 800 °C.

Figura 3: Sistema motor stirling



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en Murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela técnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Con respecto al sistema de seguimiento del sol, este es realizado en dos ejes debido a que es necesario que el disco apunte en todo momento en dirección al sol, de lo contrario su eficiencia bajaría de manera considerable. Este seguimiento no es difícil de implementar a distancia debido a que mediante simples relaciones astronómicas se puede conocer la posición del sol a lo largo del día y del año.

Cada unidad tiene una potencia típica de unas decenas de KW. Por la energía que producen, la ausencia de fluidos circundantes, simplicidad técnica y sobre todo por el alto rendimiento que consiguen es una de las que presenta mejor futuro cuando se resuelvan algunos problemas tecnológicos que aún no están desarrollados [2].

2.4.2. Receptor central de torre

El funcionamiento de este tipo de centrales consiste en una serie de espejos dispuestos entornos a una torre, denominados heliostatos. Cada uno de ellos tiene un sistema de movimiento independiente que permite orientarlo de forma que el rayo solar reflejado se concentre en un punto de lo alto de la torre. El fluido calorífico se calienta por la radiación que le llega a la torre y circula hasta el ciclo de potencia.

Este tipo de tecnología consigue temperaturas muy altas de trabajo, en torno a 1000 °C debido a los altos ratios de concentración que oscilan entre 300 y 1500. Con estas altas temperaturas se consigue incrementar la eficiencia en el ciclo de potencia y reducir los costes de almacenamiento [2].

Figura 4: Central termosolar de torre



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Este tipo de instalaciones en cuanto a la parte solar tiene dos componentes principales:

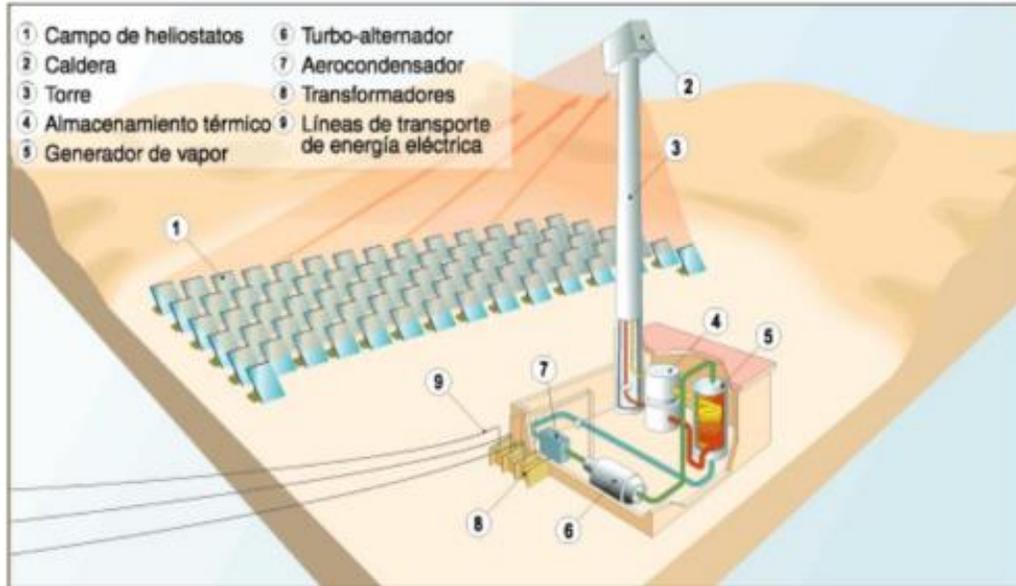
- Campo de heliostatos: cada heliostato tiene una superficie que varía entre los 50 y 150 m² Para que estos elementos funcionen correctamente son críticos el seguimiento solar y la eficiencia de concentración que dependen de: las características del reflector, el grado de limpieza, la desviación de la forma geométrica ideal y la posición en el campo de heliostatos.
- Torre: tiene que ser de una gran altura, normalmente más de 100 metros, para reducir las sombras y los bloqueos. En él se encuentra el receptor que transfiere el calor recibido al fluido de trabajo.

Los heliostatos deben estar orientados en una dirección concreta, siguiendo el movimiento del Sol y enfocando directamente al receptor. Para llevar el control del heliostato se disponen de mecanismos de dos ejes controlados continuamente por un ordenador.

El ciclo de potencia que utiliza este tipo de centrales suelen ser ciclos de vapor, aunque se pueden acoplar ciclos de gas como Brayton o Stirling. Pero estos constan con mayores problemas a la hora de su utilización.

El fluido de trabajo con el que operan es vapor de agua o aire presurizado. Con este último se puede utilizar para ciclos combinados de turbina de gas y turbina de vapor [9].

Figura 5: Esquema de una central de torre



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

2.4.3. Receptores lineales Fresnel

La tecnología Fresnel utiliza reflectores planos, simulando un espejo curvo. Esto lo consigue variando el ángulo de cada fila de manera individual en relación al tubo absorbedor.

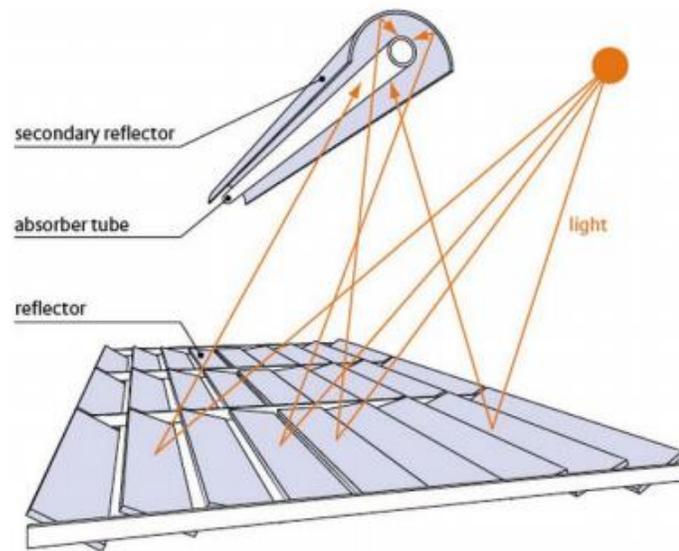
Los reflectores se construyen con espejos de vidrio normales, por lo tanto, la materia prima es muy barata. Se controlan por motores eléctricos que hacen un seguimiento de la posición del Sol, la radiación se centra en el tubo absorbedor de la manera más eficiente.

Los espejos paralelos enfocan la energía irradiada por el Sol en un tubo absorbedor, colocado a 8 metros por encima de los espejos. El agua fluye a través de este tubo hasta 450 °C. Esto produce vapor que se convierte en energía eléctrica en una turbina de vapor.

Las principales ventajas de esta tecnología son: el tubo absorbedor está separado de los concentradores, esto hace que sea fijo y no tenga partes móviles por lo que es más económico. Los concentradores se sitúan a nivel del suelo reduciendo la carga del viento y haciéndolo más fácil de limpiar y mantener. El vapor se genera directamente y

no requiere de intercambiador de calor. No emite CO2 y tiene poco consumo de agua [7].

Figura 6: Esquema de una centras fresnel



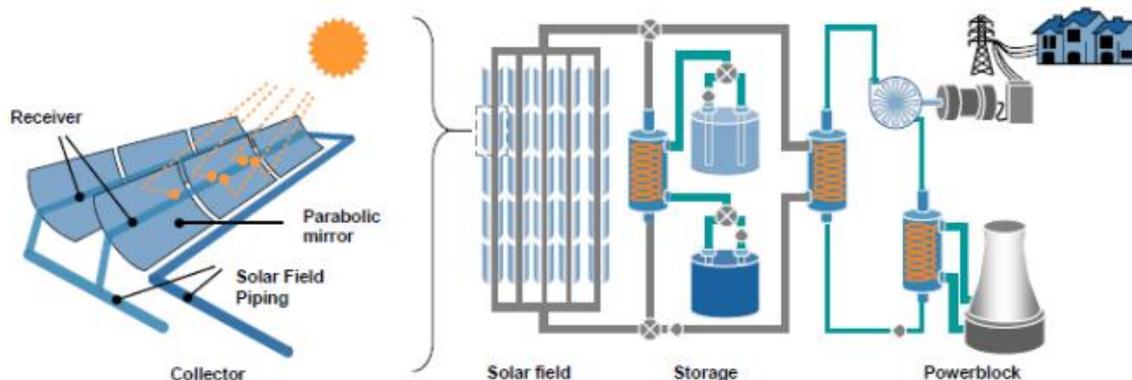
Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Todas estas ventajas hacen que sea económica en construcción, materia prima y mantenimiento. Por ello esta tecnología es muy interesante para las empresas para el futuro.

2.4.4. Colectores cilíndrico-parabólicos

Los sistemas de canales parabólicos, también conocidos como Parabolic Trough Collectors (PTCs), consisten en filas paralelas de espejos con forma de parábola que concentran la radiación a lo largo de la línea focal de dicha parábola. Estas filas típicamente alcanzan los 300 metros de longitud y casi los 6 metros de anchura.

Figura 7: Esquema de una central de colectores cilíndrico parabólicos



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Para su construcción se utilizan finas láminas de material reflectivo que son dobladas y curvadas en forma de parábola. En la línea focal se coloca el tubo receptor. Se trata de un tubo de acero recubierto con un material selectivo que mejore la absorción de calor. Alrededor de este tubo hay una carcasa de vidrio que reduce las pérdidas convectivas con el exterior. Sin embargo, al interponer una barrera entre el Sol y el receptor, se añade otro factor de pérdidas como es la transmitancia del cristal.

Al igual que cualquier otro sistema de concentración, los colectores parabólicos únicamente aprovechan la radiación directa. Es por ello, que se necesite un sistema de seguimiento que modifique la posición del colector a lo largo del día. El sistema de orientación y seguimiento que tienen estos sistemas es de un grado de libertad. Únicamente rotan a lo largo de un eje que es la línea focal de la parábola. La orientación puede ser norte-sur, siguiendo al Sol de este a oeste, u orientación este-oeste, con un seguimiento de norte a sur.

La energía absorbida por el fluido calorífico es utilizada para producir vapor recalentado que se utiliza en un ciclo Rankine. El fluido utilizado puede ser agua desmineralizada para temperaturas inferiores a 200 °C o aceites sintéticos para temperaturas superiores. Recientemente se ha empezado a utilizar sales fundidas como fluido de trabajo. Su utilización eliminaría un intercambiador de calor en aquellas plantas que dispongan de almacenamiento térmico con sales fundidas.

Las temperaturas que se pueden alcanzar con esta clase de colectores van desde los 50 °C hasta los 450 °C aproximadamente. Son sistemas que cuentan con una alta eficiencia y un bajo coste.

Habitualmente las centrales de canales parabólicos utilizan una caldera de gas natural auxiliar que asegure el suministro de calor necesario para la producción. Actualmente, las plantas de reciente inauguración y en proyecto están incorporando sistemas de almacenamiento que permitan la continuidad del efecto solar durante un número determinado de horas.

Las estructuras de los distintos componentes, tanto paneles como soportes, tienen que ser lo más ligeras posibles para conseguir una reducción de costes y ahorro de material. Se han probado numerosos diseños estructurales para conseguir este compromiso. Actualmente, se ha desarrollado un diseño más ligero por parte de Eurotrough.

Esta es la tecnología más madura de las cuatro, siendo la principal en cuanto plantas comerciales se refiere. La experiencia y el desarrollo de una industria comercial la han llevado a ocupar este puesto privilegiado. La gran competencia existente ayuda a este desarrollo y a la reducción de los costes. Actualmente presenta uno de los menores costes para la producción de electricidad o vapor recalentado a alta presión. No obstante, se espera que esos costes debido a una producción en masa y a la aparición de nuevos suministradores. Tampoco podemos olvidar cambios tecnológicos, como la generación directa de vapor en el colector, que también contribuirán a esta reducción [7].

2.5. Criterios de selección de una central solar térmica

Como se indicó anteriormente, las tecnologías solares-térmicas actualmente más avanzadas y utilizadas son los colectores cilíndrico-parabólicos, de receptor central y los sistemas disco-parabólicos, por este motivo se enfocará la comparación entre estas tecnologías. Los valores de esta tabla servirán como referencia para la evaluación de tecnología que se deba usar en Olmos.

Figura 8: Características de las centrales

	Cilindro-parabólicos	Receptor Central	Discos Parabólicos
Potencia por planta	10-200 MW	10-200 MW	5-25 kW
Temperatura operación	395 °C	250 - 1000 °C	750 °C
Eficiencia pico (solar-eléctrica)	22%	23%	30%
Eficiencia Neta Anual	11-16 %	7-20 %	12-25 %
Estado comercial	Ocho plantas en operación rutinaria	Primera planta comercial en construcción	Prototipos demostración
Riesgo Tecnológico	Bajo	Medio	Alto
Almacenamiento disponible	Si	Si	Si
Diseños híbridos	Si	Si	Si
Costo Watt instalado (USD/W)	3,34-7	3,22-7	4,2-15,4

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

Con el fin de determinar una opción tecnológica adecuada para un posterior estudio de aplicabilidad en el territorio también se tendrán en cuenta las ventajas y desventajas de estos tipos de tecnología.

	CCP	Receptor Central	Disco Parabólico
APLICACIONES	Centrales conectadas a la red, calor de proceso a alta temperatura (unidad mayor construida hasta la fecha 10MWe).	Centrales conectadas a la red, calor de proceso (unidad mayor construida hasta la fecha: 80MWe).	Aplicaciones independientes o pequeños sistemas eléctricos aislados (unidad mayor construida hasta la fecha 25KWe).
VENTAJAS	<p>Buenas perspectivas a medio plazo de altas eficiencias de conversión solar operando a temperaturas de hasta 1000°C potenciales (565°C probados a 10 MW).</p> <p>Almacenamiento a altas Temperaturas (°C)</p>	<p>Comercialmente disponible más de 10.000 millones de KW*h de experiencia operacional; operan a temperaturas potencial de hasta 500°C (400°C probados comercialmente).</p> <p>Rendimiento anual comercial probado del 14% de la producción solar eléctrica a la red.</p> <p>Costos de Inversión y operación comercialmente probados.</p> <p>Modularidad y Mejor Empleo del Terreno.</p> <p>Demanda de material más baja. Concepto híbrido probado. Capacidad de almacenamiento.</p>	<p>Eficiencia de conversión muy alta máxima de solar a eléctrica de aproximadamente un 30%.</p> <p>Modularidad Operación híbrida posible.</p> <p>Experiencia operacional de los primeros prototipos.</p>

DESVENTAJAS	Valores de rendimiento anual proyectados, costos de inversión y operación todavía no vistos en operación comercial.	<p>El uso de aceites como medios de transferencia de calor restringe las temperaturas de operación a 400°C lo que origina calidades de vapor moderadas.</p> <p>Mucho terreno y Agua.</p>	<p>Fiabilidad tiene que mejorar.</p> <p>Todavía por conseguir los costos proyectados de producción.</p>
-------------	---	--	---

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

2.6. Selección de la opción tecnológica para el distrito de Olmos

Las centrales de torre y los colectores cilindro-parabólicos son más apropiados para proyectos de gran tamaño conectados a la red, en el rango de 10-200 MW, mientras que los sistemas disco-parabólicos son modulares y pueden ser usados en aplicaciones individuales o en grandes proyectos.

Respecto a los sistemas de disco-parabólico existen unidades en USA y España y hay un gran interés en el desarrollo de esta tecnología en China. Respecto a los colectores Fresnel en Murcia, España se han puesto en marcha dos centrales con esta tecnología con una potencia total de 31MW.

De las tecnologías actuales, las plantas de colectores cilíndrico-parabólicos (CCP) son las que cuentan actualmente con una mayor experiencia comercial. Las plantas SEGS (Solar Electricity Generating Systems) actualmente en operación en California, con sus más de 2,5 millones de metros cuadrados de CCP.

Las plantas de CPP son las que presentan actualmente un menor coste para generar electricidad, el poco riesgo desde un punto de vista tecnológico para este tipo de central hace que sea la más usada en la actualidad.

Para la elección del tipo de central que se usara en este proyecto se tomarán criterios influyentes para la toma de decisión que determinaremos a través del mayor puntaje, la tabla contiene valores de puntuación que van de 5 a 1 de excelente a malo.

Tabla 1: Valoración de las centrales

Referencias	Valor
Excelente	5
Muy bueno	4
Bueno	3
Regular	2
Malo	1

Tabla 2: Puntuación de la central

Criterios	Tecnologías		
	Disco parabólico	Receptor central	Cilindro-parabólico
Costos de inversión, operación y mantenimiento.	2	3	4
Experiencia comercial, madurez tecnológica y vida útil.	3	4	5
Eficiencia.	3	4	4
Posibilidad de almacenamiento.	2	2	3
Riesgo tecnológico.	1	2	3
Valoración Total	11	15	19

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los criterios expuestos la opción tecnológica que se va a seleccionar para este proyecto en el distrito de Olmos es la de colectores cilíndrico-parabólicos.

III. Descripción del área de estudio

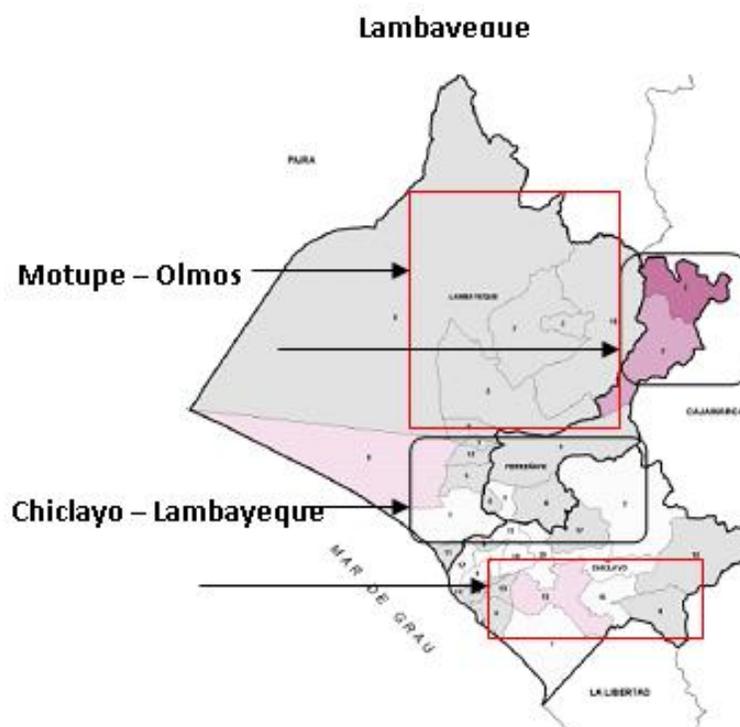
3.1. Ubicación

La planta termosolar que ocupara este proyecto va a estar situada en el distrito de Olmos. Sus coordenadas geográficas son:

Latitud: 5° 59' 1" S

Longitud: 79° 43'1" O

Figura 9: Ubicación de la central



Fuente: <http://blog.pucp.edu.pe/blog/ievds/tag/lambayeque/>

3.2. Territorio

El distrito de Olmos tiene la mayor extensión territorial de la región de Lambayeque con un área de 5 335,25 km², representando el 51% del territorio de la provincia de Lambayeque y el 33% de la región Lambayeque.

A 115 km de la ciudad de Lambayeque, por la carretera Lambayeque-Olmos (ramal de la Interoceánica Norte). Está ubicado en la región natural Costa o Chala, aunque al noroeste de partes territoriales de zona yunga marítima [11].

3.3. Clima

El distrito de Olmos se encuentra entre la transición de la región natural de Yunga y Chala, tiene un clima semitropical o seco tropical, debido a su alejamiento de la costa subtropical y desértica de origen.

Las temperaturas diurnas alcanzan los 38 grados centígrados en verano (diciembre a abril), disminuyendo en los meses de invierno (junio a septiembre) a 23 y 24 grados centígrados y 15 grados durante las noches. La temperatura máxima registrada fue durante el año 2001, donde esta se elevó sobre los 40 grados centígrados bajo sombra.

Las lluvias son bajas, en años normales y secos fluctúan entre 38,9 y 33,7 mm anuales; aunque la presencia del Fenómeno El Niño provoca la variación de ellas.

La humedad máxima puede llegar a 88% en los meses de lluvia y 69% en los meses de ausencia de ellas. El aire sopla de Suroeste a Noroeste [11].

3.4. Idoneidad de la localización

La energía termosolar de concentración emplea la luz solar directa, conocida como radiación global directa. Se trata de la luz del sol que no es desviada por las nubes, el humo o polvo en suspensión existente en la atmosfera y que llega a la superficie terrestre en forma de rayos paralelos para poder ser concentrados.

Por lo tanto, este tipo de centrales para que sean viables solo tendrán sentido que se instalen en lugares que reciban una gran cantidad de sol en el año. Especialmente son propicias las regiones áridas y semiáridas del planeta, donde la poca nubosidad no interfiere en los valores de la radiación directa.

Las regiones que cuentan con mejores condiciones atmosféricas para instalar centrales termosolares son: Norte y Sur de África, los países mediterráneos, lugares desérticos de la India y Pakistán, Oriente Próximo y Oriente Medio, partes de Brasil y Chile, Ecuador, México, la zona Sur-Oeste de Estados Unidos y Australia [15].

3.5. Requisitos básicos para la instalación de la central termosolar

Para la instalación de plantas de tecnología termosolar, existen ciertos requerimientos vitales para que funcionen correctamente:

El clima: La viabilidad económica de un proyecto termosolar depende de forma directa de los valores de irradiación solar directa que se registran anualmente en la zona considerada para la implantación, por lo que normalmente este tipo de centrales se instalan en zonas cálidas y muy soleada.

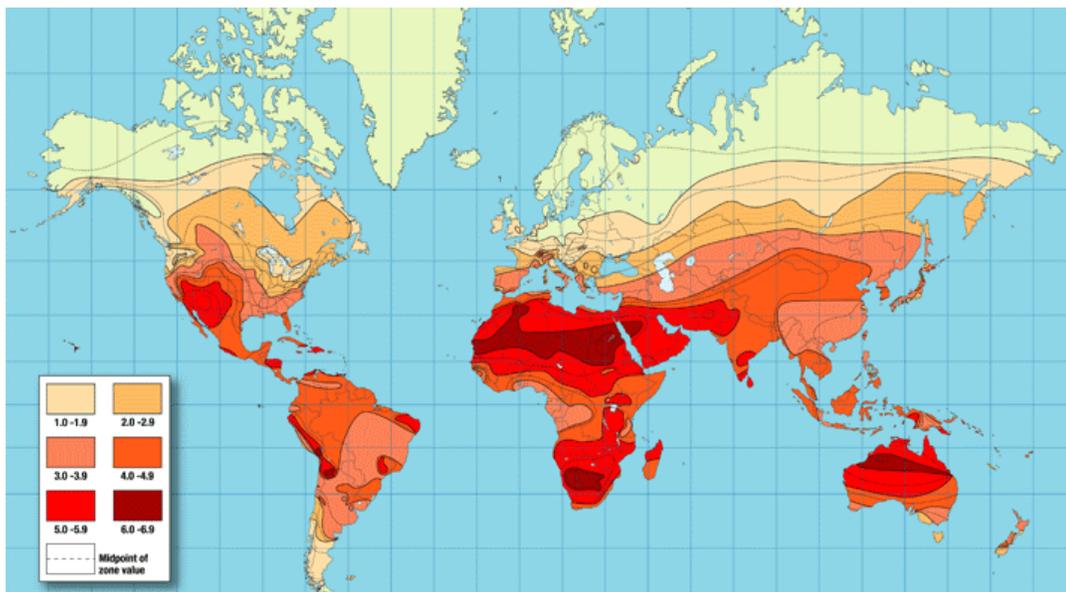
La orografía: Una superficie plana facilita las labores de diseño y construcción del campo solar, ya que se evitan las sombras que pudiese provocar un terreno ondulado

Disponibilidad de agua: En este caso de la disponibilidad de agua, depende directamente del tipo de colector que se utilice

Disponibilidad de conexión eléctrica a la red: Tiene que ubicarse en un lugar donde esté pasando una red de distribución o una subestación cercana al proyecto.

En el distrito de Olmos se presenta un clima apto para la instalación de este tipo centrales con poca lluvia y amplios terrenos la disponibilidad de agua en este caso de una central de colectores cilíndricos es baja y si se cuenta con el agua disponible, en la disponibilidad de la red pasa por una línea de distribución cercana como también de una subestación [3].

Figura 10: Radiación solar en el mundo



Fuente: Estudio de Greenpeace 2009, “Energía solar térmica de concentración”.

Se observa que el resultado medio anual es de 5,465 kwh/m² lo multiplicamos por 365 días obteniendo una irradiación solar anual de 1 994 kwh/m² que no es un valor que está por encima de los 2 000 pero es un valor muy cercano, el valor que nos da el ministerio de energía y minas del Perú es de 5,5 kwh/m² con una irradiación anual de 2 007,5 kwh/m², pero trabajaremos con el primero ya que tenemos los datos de la radiación mensuales también se desarrollara un estudio para verificar la viabilidad de este proyecto.

3.6. Elección del tamaño de planta solar

El tamaño o capacidad máxima de generación de la central dependerá de su ubicación geográfica, así como de sus niveles de radiación y disponibilidad de espacio. Por otro lado, donde se vaya a instalar una central solar térmica debe evitar los impactos negativos hacia los ecosistemas, afectando al mínimo la flora y fauna, agua, suelo, aire o asentamientos humanos en la zona.

Para este caso de estudio, se va a tomar el tamaño de la planta de 5 MW de tecnología CCP como un prototipo de central con el propósito de determinar sus costos de generación junto con los beneficios ambientales asociados, para su posterior ampliación dentro del distrito de Olmos.

3.7. Metodología

La metodología que se va utilizar en este proyecto se describirá mediante un breve resumen del trabajo que se realizará según su orden cronológico. Se dividirá en cinco fases.

La primera fase ha sido el análisis de la conveniencia de la localización del terreno utilizado para la instalación de la planta y del tipo de central termosolar. Esto se consiguió teniendo en cuenta los datos relacionados con la cantidad de energía solar que recibe en esta zona, así como las características de terreno y otras condiciones que favorecen a la instalación además se estableció la potencia de la planta.

Seguidamente, se han descrito los principales equipos que van a ser utilizados en la central, tales como el tipo de colector, el fluido calo portador (HTF) y el tubo absolvedor entre otros, haciendo una comparación entre ellos y determinando cual es mejor para este proyecto.

Luego se procede a realizar los cálculos para determinar los principales parámetros de la central termosolar, tanto en lo que respecta al campo solar en si como a la central eléctrica y a los diferentes elementos principales de la central, esto se ha hecho

siguiendo métodos de cálculo que serán explicados en capítulos posteriores tomando como referencia plantas ya existentes.

Además, se va a realizar un análisis económico con el objetivo de confirmar la viabilidad del proyecto.

Como último paso, la obtención de las conclusiones a partir de los resultados en las fases anteriores.

IV. Instalación de concentradores cilíndrico-parabólico

Los colectores cilíndrico-parabólicos son captadores solares de concentración, que transforman la radiación solar directa en energía térmica, la cual calienta un fluido. Este fluido transfiere el calor generando vapor y moviendo una turbina que genera electricidad. Las centrales de este tipo se pueden dividir en: el campo solar, el sistema de almacenamiento, el ciclo de potencia y otros elementos auxiliares.

Uno de los principales componentes del campo solar es el colector cilíndrico-parabólico. Es el elemento encargado de concentrar la radiación solar directa hacia un tubo absorbedor. Se trata de una estructura recubierta de espejos de cristal en forma de canal parabólico. Puede alcanzar temperaturas bastante altas dependiendo del fluido de trabajo, desde 390 °C hasta 550°C. Los colectores suelen estar formados por 8 a 12 módulos de 12 metros de longitud y 6 metros de anchura cada uno. Cada módulo contiene tres tubos absorbedores unidos. Los colectores se agrupan en lazos, los cuales son 4 o 6 colectores conectados en serie.

Figura 12: Colectores de la central



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

La estructura se hace en conjunto para cada colector. Son de aluminio o acero. Tiene que aguantar el viento y el peso de colectores hasta 150 metros de longitud.

El otro elemento importante del campo solar es el tubo receptor que es el que recibe la radiación y se la traspa a al fluido de trabajo. Es un tubo de acero de unos 7cm de diámetro y está recubierto de un material selectivo que mejora las propiedades de absorción. Alrededor del tubo tiene una carcasa de cristal con vacío entre medias. Esto proporciona una disminución de las perdidas y aumento del rendimiento.

Una de las principales limitaciones que tiene esta tecnología es el fluido de trabajo. Normalmente se utiliza aceites térmicos que se degradan a 400°C. Es por ello que hay nuevas vías de investigación para usar sales orgánicas que pueden alcanzar los 550 °C.

El sistema de seguimiento solar se realiza para que en todo momento el colector quede en la dirección de incidencia de los rayos solares. Se suele utilizar un solo eje para controlarlo, el longitudinal del colector.

El sistema de almacenamiento es un elemento opcional. Sirve para prolongar las horas de generación de electricidad. Puede estar formado por uno o dos tanques utilizando de fluido de trabajo sales fundidas. Si por el campo solar va aceite se necesitará un intercambiador de calor para transferir la energía a las sales.

El ciclo de potencia es el mismo que en centrales convencionales. Suele ser un ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento. Está formado por una serie de intercambiadores de calor que realizan las funciones de recalentador, generador de vapor y regeneradores. Además, cuentan con un condensador, un desgasificador y una turbina a la que acoplan un generador para producir electricidad.

Como elemento auxiliar se puede utilizar una caldera de gas natural. Sus funciones son mantener la instalación en funcionamiento en caso de que la irradiación solar sea insuficiente y mantener el fluido caliente en caso de parada prolongada o condiciones medioambientales desfavorables [7].

4.1.Componentes de la instalación

Los principales grupos de las instalaciones cilíndrico-parabólicos son el campo solar, el sistema de almacenamiento, el bloque de potencia y sistemas auxiliares.

4.1.1. El campo solar

Está formado por la estructura y la cimentación, los reflectores cilíndrico-parabólicos, el tubo receptor, el sistema de transferencia térmica y el sistema de seguimiento solar.

4.1.1.1. Cimentación y estructura

Los colectores se fijan al suelo por medio de tornillos. Para ello se precisa de una adecuada cimentación que aguante los esfuerzos y cargas que en los colectores se generan. Estas cargas dependen de las dimensiones y características de la estructura, quedando reflejadas en el peso y los esfuerzos que el viento genera sobre la misma. Las cimentaciones más utilizadas son las de hormigón armado.

Figura 13: Pilotes de los colectores



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

La estructura del colector da rigidez al conjunto, además de servir de apoyo para los reflectores parabólicos y permitir su movimiento. Las estructuras utilizadas son metálicas, pero se está investigando para poder emplear materiales más ligeros y baratos como la fibra de vidrio o materiales plásticos.

Figura 14: Estructura de los colectores



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en Murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela técnica superior de ingenieros de minas, España, 2012

4.1.1.2. Elección del colector cilindro-parabólico

El CCP es un tipo de colector de concentración con foco lineal que está formado por una serie de espejos cilíndricos parabólicos que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbente colocado en la línea focal de la parábola. Esa radiación concentrada hace que el fluido que circula por el interior del tubo se caliente, transformándose así en energía térmica.

Históricamente, cuatro han sido los colectores que se han utilizado en plantas de similares características a las de este proyecto: colectores LS-2, LS3, Solargenix y colectores Eurotrough. Los colectores LS-2 y LS-3 que pertenecían a la desaparecida empresa Luz, ya no están disponibles comercialmente.

El colector Eurotrough utilizó un diseño de armazón soporte o torque box. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte, así consigue combinar una mayor resistencia a la torsión con una menor cantidad de acero utilizado en su fabricación. Menos componentes, menos costos, más eficiente. Se muestra en la siguiente figura.

Figura 15: Colector Eurotrough



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en Murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela técnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

La empresa Solargenix Energy apoyada por el departamento de energía de EE.UU. ha desarrollado un nuevo colector cilindrico-parabólico también de última generación. La estructura del colector de Solargenix está hecha de aluminio extruido y utiliza una estructura de diseño espacial.

Las ventajas de este tipo de colector son que pesa menos que el acero, requiere de muy pocos elementos de fijación, no necesita de una soldadura o fabricación especializada y se monta fácilmente.

Figura 16: Colector Eurotrugh Skal-ET150



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

En la tabla se muestran las características de los principales colectores. Los datos que corresponden a los modelos de última generación. El colector Skal-ET150 es la tercera generación de colectores Eurotrugh, llevada a cabo por un grupo de compañías de primera categoría, como sucesor de la tecnología LS3. Este colector ha sido ensayado en las instalaciones de la PSA consiguiendo un mejor rendimiento óptico debido a las menores deformaciones sufridas, así como una reducción en los componentes de la operación y el mantenimiento [7].

Figura 17: Tipos de colectores

	SKAL-ET150	SENERtrough	IST	Solargenix
Apertura (m)	5,77	5,76	4,4	5,77
Distancia focal (m)	1,71	1,7	1,7	-
Longitud (m)	148,5	150	148,5	100-150
Nº de módulos	12	12	12	8-12
Longitud del módulo (m)	12,37	12,5	12	12
Factor de concentración	82	~ 80	~ 63	82
Colectores por lazo	4	4	4	4
Reflector	Espejo de cristal	Espejo de cristal	Aluminio pulido o película de plata sobre aluminio	Espejo de cristal
Área de apertura (m ²)	817,5	> 800	430 por	470 por colector
Peso específico (kg/m ²)	28	-	~17	~ 22
Eficiencia óptica pico (%)	80	-	75	~ 77
Carga de viento de diseño (m/s)	31,5	33	35,8	~ 33

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

Los pasos del Skal-ET150 están siendo seguidos por el prototipo Heliotrough desarrollado por Flagsol GmbH, Solar Millenium, SBP y DLR. Las dimensiones de este colector han sido aumentadas consiguiendo, para una misma potencia, una reducción del campo solar de un 10% con respecto al Skal-ET150.

El colector que se va a elegir para la planta termosolar en Olmos va a ser el Eurotrough y más concretamente el modelo de última generación SKAL-ET 150 de la empresa Flagsol. [7]

Los puntos fuertes de este colector son:

- La elevada rigidez del colector, y un rendimiento óptico del 80% y le permite operar en condiciones de viento más desfavorables, aumentando su rendimiento, apropiado debido a las ocasiones rachas de viento en esta zona.
- Es un colector producido a gran escala, lo que hace que comercialmente tenga un precio bastante competitivo 210 €/m² aprox.
- Permite su construcción en el mismo campo solar reduciendo así los costes de fabricación.

4.1.1.3. Elección del tubo absorbedor a emplear en la planta

El tubo absorbedor es uno de los elementos más importantes que componen un colector cilíndrico parabólico, es en el dónde la energía solar radiante se convierte en energía térmica por lo que el rendimiento global del colector depende en gran medida de este elemento.

Esquemáticamente, los tubos absorbedores que se utilizan en las plantas termosolares están constituidos por dos tubos concéntricos, uno interior metálico, por el que circula el fluido caloportador, y otro exterior de vidrio. Esta configuración es la que se observa en la figura.

Figura 18: Tubo receptor siemens AG



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Los principales fabricantes de tubos receptores son Siemens AG y Schott Solar CSP GmbH. Estas empresas fabrican los tubos que actualmente se están utilizando en las centrales solares en operación. Se trata de tubos diseñados para emplear aceite térmico como fluido de trabajo. Sin embargo, como consecuencia de la aparición de sales fundidas como elemento de trabajo en los colectores, también ha aparecido un nuevo modelo de tubo receptor desarrollado por Archimede Solar Energy capaz de soportar las mayores resistencias a la corrosión que deriva del uso de este fluido.

Figura 19: Tipos de tubo absorbedor receptor

		UVAC 2101 (SIEMENS)	SCHOTT PTR 70	ARCHIMEDE
Longitud (mm)	L_{abs}	4060	4060	4060
Diámetro exterior (mm)	D_{ext_abs}	70	70	70
Diámetro interior (mm)	D_{int_abs}	64	64	64
Emisividad	ϵ_{abs}	0,09	0,10	0,12
Coefficiente de absorción	α_{abs}	0,96	0,95	0,954
Conductividad térmica ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	k_{abs}	54	54	54
Diámetro exterior de la carcasa de cristal (mm)	$D_{ext_cristal}$	115	125	115
Diámetro interior de la carcasa de cristal (mm)	$D_{int_cristal}$	109	119	109
Emisividad de la carcasa de cristal	$\epsilon_{cristal}$	0,09	0,10	0,09
Transmitancia de la carcasa de cristal	$\tau_{cristal}$	0,965	0,96	0,96

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

Como se puede apreciar, las diferencias que existen entre ambos son mínimas, tanto a nivel de diseño como a nivel de rendimiento térmico.

En ambos, los extremos del tubo de vidrio van soldados, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que, a su vez, va soldado al tubo metálico.

De esta forma se logra que exista una cámara de vacío entre el tubo metálico y el del vidrio, y al mismo tiempo se compensa la diferente dilatación térmica de los tubos de vidrio y metal mediante el fuelle metálico.

El principal problema de la mayoría de este tipo de recubrimientos es que se degradan en contacto con el aire, de ahí la necesidad de que exista una cámara de vacío entre el tubo metálico y el tubo de vidrio.

También cuentan con un recubrimiento anti reflexivo de alta resistencia al desgaste y que al mismo tiempo permite una elevada transmisión de radiación solar.

Como se ha podido ver, cualquiera de los dos modelos de tubos absorbedores analizados cumple perfectamente con los requisitos que se le exigen a un elemento tan importante como este dentro de un colector cilíndrico parabólico.

Para este proyecto se contará con el tubo absorbedor Schott PTR 70 ya que es más barato que los otros tubos y cuenta una mayor característica en cuanto a absorción y transmitancia, también por que se encuentra disponible en la planta de Schott en Aznalcollar (Sevilla) para su posterior importación [7].

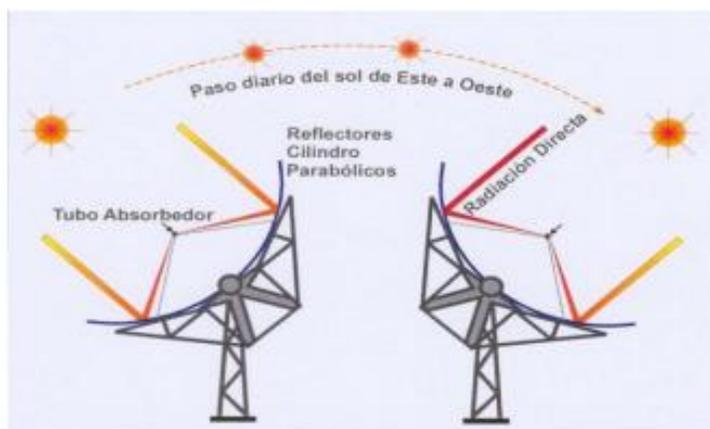
4.1.1.4.Sistema de seguimiento solar

Los colectores cilíndrico-parabólicos utilizan solo la radiación solar directa por lo que el reflector tiene que estar enfocado hacia el Sol durante todo el día.

Para conseguir que el reflector este enfocado se cuenta con un sistema de seguimiento en uno o dos ejes. El sistema consta de una serie de módulos unidos, por lo que un sistema de dos ejes plantea muchas dificultades de diseño e implantación. El sistema que se suele utilizar es el de seguimiento de un solo eje, el cual, es más sencillo, barato y robusto. Este eje se sitúa a lo largo de la longitud del colector.

Un aspecto importante es la orientación que se les da a los colectores ya que influye en la cantidad de energía absorbida. La orientación depende de la latitud de la central. Se empleará una orientación Norte-sur, seguimiento para Perú se realiza de Este-Oeste, es decir el colector se va moviendo a lo largo de todo el día.

Figura 20: Seguimiento de los colectores



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

Existen dos tipos de sistema de accionamiento. Para los colectores de pequeño tamaño con pares de giro bajo en el eje se utilizan mecanismos eléctricos. Para grandes colectores se utilizan mecanismos hidráulicos, en los que una bomba eléctrica alimenta dos pistones hidráulicos, que son los que giran la estructura.

Figura 21: Sistema de seguimiento del colector



Fuente: Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en Murcia con colectores cilíndrico-parabólicos.» Escuela técnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

La reducción de costes obliga a emplear un único sistema de accionamiento capaz de mover todo el conjunto del colector. Puesto que el colector se encuentra formado por 12 módulos que están unidos entre sí por medio del tubo receptor, la alineación entre los módulos debe ser perfecta. De lo contrario, los rodamientos experimentan diferentes fuerzas que podrían generar averías indeseadas [7].

4.1.2. Sistema de transferencia térmica

4.1.2.1. Fluido de transferencia

Uso de aceite térmico como fluido de trabajo

La energía procedente del Sol es transferida a un fluido calorífico que posteriormente será utilizado para producir el vapor necesario en el ciclo de potencia. Este fluido circula a través del tubo metálico que compone el receptor. Además de esta función de transporte de energía, también tiene la función de almacenaje. La tecnología de colectores cilíndrico-parabólicos ofrece la posibilidad de almacenar energía que puede ser utilizada en periodos de insolación insuficiente como días nublados o durante la noche.

El fluido caloportador que normalmente se emplea en las plantas termosolares de CCPs actuales es el aceite sintético Therminol VP-1. Hay abiertas unas líneas de investigación en el campo de las sales fundidas, pero hasta el momento su alto punto de fusión, de unos $-142\text{ }^{\circ}\text{C}$, obliga a disponer de resistencias eléctricas en el interior de los tubos absorbentes con la complejidad técnica que ello conlleva.

Este aceite sintético Therminol VP-1 trabaja bien hasta los 400 °C aunque tiene el problema que su punto de congelación es de 12°C, lo que obliga a mantener todo el circuito a una temperatura superior a ese valor, esto no suele ser un problema ya que la energía auxiliar que se consume para ello es muy pequeña, además a altas temperaturas se deberá de presurizar para que no pase a fase de vapor.

Especificaciones principales del aceite térmico:

- Caloportador: aceite térmico operando entre 12 y 400 °C.
- Temperatura de entrada/salida del campo solar: 293/393 °C.
- Perdidas térmicas: 10%.

Uso de sales fundidas como fluido de trabajo de campo solar

Las sales fundidas son fluidos que funden a temperaturas superiores a 150°C, pero que debido a su alta densidad y a su capacidad para trabajar a elevadas temperaturas de funcionamiento hacen de ellas fluidos muy interesantes desde el punto de vista térmico.

Las sales empleadas en aplicaciones solares han sido las sales de nitrato, por sus buenas propiedades en comparación con otras. Estas sales producen bajas tasas de corrosión en los materiales habituales para tuberías, son térmicamente más estables en los altos rangos de temperatura requeridos por los ciclos Rankine, tienen presiones de vapor muy bajas, lo que permite trabajar a presiones moderadas en el campo solar, se pueden conseguir fácilmente y son relativamente baratas.

Una sal muy usada (sobre todo en sistemas de torre central) es la Solar Salt, ya que tiene una temperatura límite de operación (600 °C) que permite acoplar a estos sistemas a los ciclos Rankine más avanzados. Además, es una de las sales de nitrato más baratas. Su mayor desventaja es que tiene un punto de congelación muy alto, 220°C. La sal ternaria Hitec presenta un punto de congelación mucho más bajo, en torno a 140°C, pero su coste es más alto y su temperatura límite más baja. Existe otra sal, la Hitec XL, con un punto de congelación todavía más bajo, alrededor de los 120°C [3].

Figura 22: Tipos de fluido térmico

Propiedad	Solar salt	HITEC	HITEC XL	LiNO ₃ mixture	Therminol VP-1
Composición, %					Diphenyl biphenyl oxide
NaNO ₃	60	7	7		
KNO ₃	40	53	45		
NaNO ₂		40			
Ca(NO ₃) ₂			48		
Punto de congelación, °C	220	142	120	120	13
Temperatura máxima, °C	600	535	500	550	400
Densidad a 300°C, kg/m ³	1899	1640	1992		815
Viscosidad a 300°C, N/m ² ·s	3,26·10 ⁻³	3,16·10 ⁻³	6,37·10 ⁻³		0,2·10 ⁻³
Calor específico a 300°C, J/kgK	1495	1560	1447		2319

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

Conclusión:

A las temperaturas de trabajo a las que operan los colectores cilíndrico parabólicos actualmente ($125^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$), el fluido de trabajo que es el más adecuado para este proyecto es el aceite, por tener un punto de congelación y una presión de vapor bastante adecuadas para esas temperaturas. Concretamente se empleará en la planta termosolar el Therminol VP-1, que es el aceite que se está usando en casi todos los proyectos de plantas de tecnología HTF de cilindro parabólicos debido a sus buenas propiedades y a su precio competitivo (en comparación con el Syltherm-800).

Con el Therminol VP-1 se pueden alcanzar temperaturas de trabajo cercanas a los 400 °C con presiones que no encarecen en exceso la instalación (16 bar). Esta temperatura constituye un límite, el Therminol VP-1 es susceptible de degradación química cuando superan los 390°C, pero esto no es un problema debido al estado actual de la tecnología, que hace que no se superen estos valores.

Las sales cuentan con los problemas típicos de corrosión y de taponamiento por solidificación en puntos fríos, además de un punto de congelación alto.

En la siguiente tabla se dan valores de algunas propiedades importantes del Therminol VP-1 para algunas temperaturas.

Figura 23: Propiedades del Terminol VP-1

Temperatura °C	Presión de Vapor kPa abs	Densidad kg/m ³	Calor Específico kJ/kg·°K	Viscosidad Dinámica mPa·s
12	-	1.071	1,52	5,48
60	-	1.032	1,66	1,761
260	108	857	2,21	0,272
290	198	828	2,29	0,232
340	470	773	2,43	0,185
390	959	709	2,59	0,152
400	1.090	694	2,63	0,146

Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

4.1.2.2. Sistema de fluido térmico HTF

El sistema de fluido térmico es un circuito cerrado de tuberías, depósito de expansión y válvulas por el que circula el aceite térmico.

El objetivo del sistema es transferir la energía térmica captada del campo solar al generador de vapor para producir electricidad.

El aceite HTF calentado por el campo solar es enviado a un intercambiador de calor aceite/agua donde se transfiere su energía térmica al agua para generar vapor sobrecalentado.

El circuito de HTF está formado por gran cantidad de tubos absorbentes que forman lazos a través de los cuales circula el aceite que se va calentando a medida que recorre el campo solar.

El circuito de aceite estará dividido en cuatro cuadrantes que permitirán un uso variable de la central, dependiendo de la radiación que incida en los colectores en cada época del año.

Además del aporte calorífico que supone la radiación solar sobre el sistema de HTF, se instalara una caldera auxiliar de gas natural a la entrada del campo solar con los siguientes objetivos:

- Favorecer los arranques de la central
- Calentar el aceite cuando no haya radiación solar disponible, o cuando esta no sobrepase unos valores mínimos. De esta forma se puedan prolongar las horas de operación de la planta.
- Suministrar energía térmica al aceite durante la noche en invierno para evitar que se alcance la temperatura de congelación.

El único requisito para la caldera es que esté fabricada con un material adecuado que evite la corrosión en contacto con el aceite caliente.

4.1.2.3. Tanque de expansión

El tanque de expansión se trata de un tanque a presión que se sitúa en el punto más elevado de la instalación, y que cumple una doble función dentro de la instalación:

Absorber las variaciones de volumen producidas por las variaciones de temperatura del fluido térmico.

Presurizar el sistema a una presión de 11,5 bares mediante la introducción de nitrógeno a dicha presión.

El tanque de expansión se conecta al circuito cerrado de aceite a través de la línea de expansión que parte de la tubería de succión del grupo de bombeo.

Figura 24: Tanque de expansión



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

4.1.2.4. Sistema de bombeo

La función de las bombas principales es bombear el fluido térmico desde el tanque de expansión a través del circuito de fluido térmico pasando por el campo solar y el sistema de generación de vapor siendo capaces de adaptar el caudal a las necesidades puntuales de la instalación.

Estas bombas serán de tipo centrífugo de eje horizontal y de construcción monobloc para mejorar su resistencia a esfuerzos. Cada una de las bombas principales estará dotada de un variador de frecuencia que permite modificar el caudal bombeado, para adaptarse a las condiciones de proceso, ya que estas pueden variar en función de la meteorología de cada momento.

La presión a la entrada de la bomba deberá ser suficiente para asegurar que no se produzcan fenómenos de cavitación ni a la entrada ni en el interior de la bomba. El conjunto motor-bomba será fácilmente desmontable.

Figura 25: Sistema de bombeo



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

4.1.2.5. Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento es opcional, aunque hoy en día se está instalando en todas las centrales por las grandes ventajas que aporta. Con un sistema de almacenamiento se aumenta el número de horas de utilización del ciclo de potencia y producción central. Esto se consigue almacenando energía sobrante durante el día y utilizándola en horas de poca radiación. También absorbe las variaciones de radiación haciendo una producción más estable de electricidad.

El funcionamiento de la central con sistema de almacenamiento es el siguiente: el aceite llega al intercambiador de ciclo de potencia que genera vapor para mover la turbina. Cuando la turbina llega a su máximo no se necesita más caudal de vapor por lo que no es necesario enviar más caudal de aceite a este intercambiador. El caudal de aceite que sobra se envía al almacenamiento. Una vez allí intercambia su energía con otro fluido. Es importante que el aceite cuando salga de almacenamiento y del intercambiador de ciclo de potencia lo hagan a temperatura de entrada de campo solar.

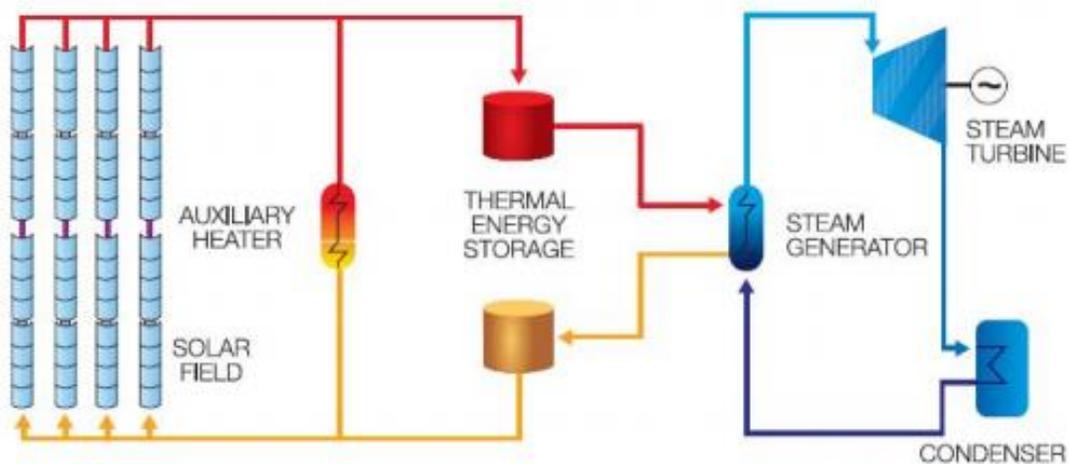
El almacenamiento en este tipo de centrales puede realizarse de los siguientes modos:

- Almacenamiento electroquímico en baterías.
- Almacenamiento térmico en forma de calor sensible, de cambio de fase y en reacciones químicas reversibles.
- Almacenamiento químico en baterías.
- Almacenamiento magnético en superconductores.

- Almacenamiento mecánico en volantes de inercia, aire comprimido o elevación mediante bombeo de agua en embalses.

El sistema más utilizado es el de calor sensible que es el que se va a utilizar en este proyecto. Con este sistema se necesita sales fundidas como fluido de trabajo, un intercambiador de calor y uno o dos tanques de almacenamiento. Por una mayor simplicidad en su manejo se suele utilizar un sistema indirecto con dos tanques de almacenamiento, uno frío y otro caliente.

Figura 26: Sistema de almacenamiento



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

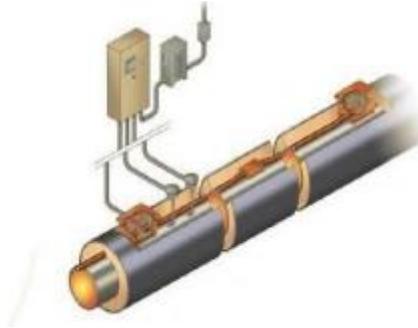
4.1.2.6. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor es uno de los elementos más importantes en el sistema de almacenamiento. Su función es la de transferir la energía térmica de un fluido a otro.

El sistema consiste en varios intercambiadores de calor conectados en serie para poder regular el área de transferencia y poder operar a las temperaturas deseadas.

El tren de intercambio (conjunto de intercambiadores) está dispuesto en serie, en el sentido desde el tanque frío al caliente. En el proceso de calentamiento de las sales, el aceite circula por los tubos, mientras que las sales circulan por la carcasa. Es fundamental que las tuberías lleven el traceado eléctrico para evitar la congelación de las sales, manteniendo una temperatura que se monitoriza por encima de un valor de consigna, para lo cual dispone de un sistema eléctrico de calentamiento. Así mismo incorporan un aislamiento de 200 mm de silicato de calcio recubierto de aluminio.

Figura 27: Intercambiador de calor del sistema de almacenamiento



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

4.1.3. Bloque de potencia

El bloque de potencia es el encargado de transformar la energía térmica en electricidad. Para ello consta de una serie de elementos como el generador de vapor, turbina de vapor, condensador, recalentador, precalentador, y la torre de refrigeración. El tipo que se utiliza es el Rankine.

El aceite procedente del campo solar o del sistema de almacenamiento térmico pasa a través de un intercambiador de calor llamado generador de vapor. Ahí transfiere la energía que porta el aceite al agua que circula por el ciclo de potencia. El agua pasa a vapor sobrecalentado para expandirse en la turbina de alta presión. El vapor una vez expandido tras su paso por la turbina se divide en dos. Una de ellas sirve para precalentar el agua que viene del condensador camino del generador de vapor y la otra va al recalentador para obtener vapor sobrecalentado de nuevo y volver a ir a la turbina a expandirse.

En la turbina de baja presión el vapor se expande hasta llegar a la presión del condensador. Durante este paso el vapor sufre una serie de extracciones que ayudan a precalentar el agua antes de su entrada en el generador de vapor. El condensador es otro intercambiador de calor por el que circulan la mezcla líquido vapor que viene de la turbina y el agua de la torre de refrigeración.

El agua es impulsada por dos bombas. Una se conecta a la salida del condensador enviando el agua al des aireador y la otra se encuentra justo a su salida para aportar el agua al generador de vapor.

4.1.3.1. Generador de vapor

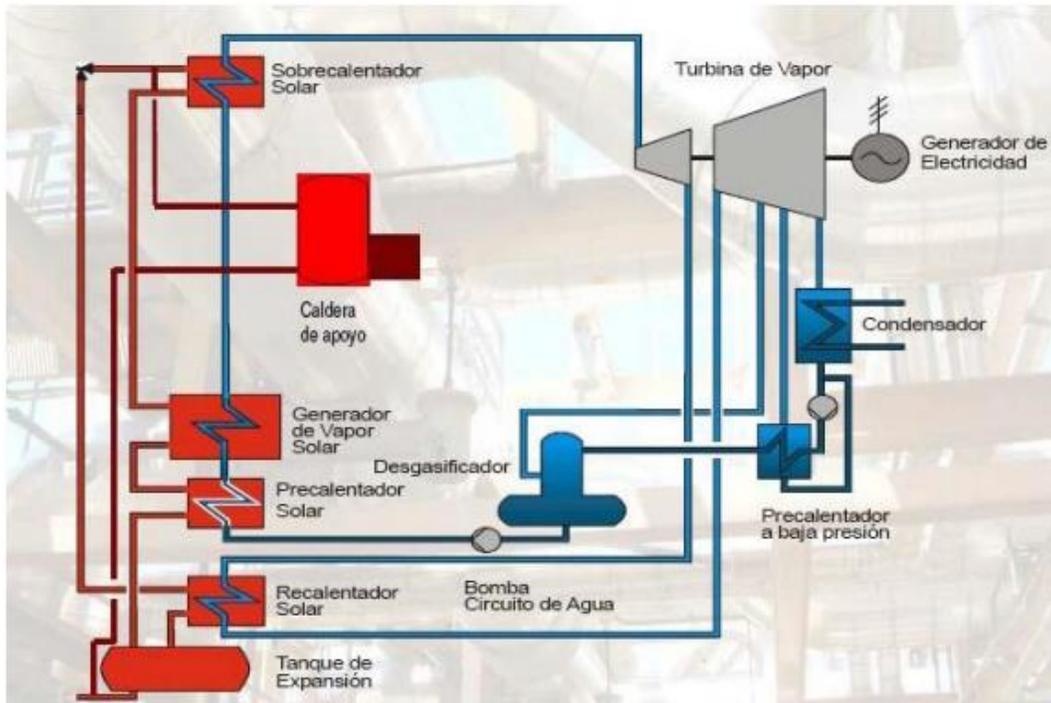
La función del generador de vapor es producir vapor sobrecalentado a las condiciones requeridas de entrada en la turbina, a partir de la energía térmica del aceite recogida en el campo solar o en los intercambiadores de sales cuando se descarga el almacenamiento.

Este es un elemento crítico por el gran número de tubos y soldadura que tienen en su interior cuya calidad habrá que cuidar extremadamente para que no haya ninguna contaminación del agua con el aceite, lo que podría producir daños de gran alcance en la turbina.

El generador de vapor asociado al sistema solar anteriormente descrito consta de tres cuerpos que van elevando la temperatura del agua de alimentación.

El aceite térmico a 390°C es conducido al generador de vapor para vaporizar el agua de alimentación y posteriormente sobrecalentar el vapor producido.

Figura 28: Sistema del generador de vapor



Fuente: E. Andres Chandía Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

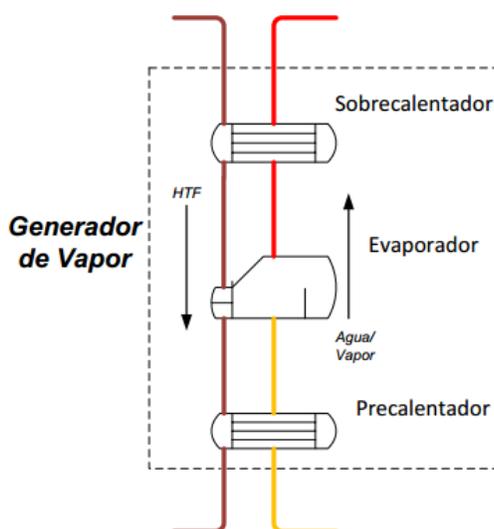
El flujo del aceite desde la salida del campo solar a una temperatura de unos 390°C hasta volver a entrar en el campo solar, con una temperatura de unos 295°C, pasará por una serie de elementos de intercambio térmico. Dos derivaciones de este colector conducirán el aceite hacia el sobrecalentador y recalentador.

El paralelo con el conjunto economizador-vaporizador-sobrecalentador, se dispondrá el recalentador, hacia el que se derivará una parte del flujo principal de aceite, dependiendo de las condiciones de carga. La salida del recalentador se unirá con la del economizador, derivándose ambas hacia el tanque de expansión del aceite.

Con el fin de maximizar el rendimiento del ciclo termodinámico, el diseño de la planta busca alcanzar la misma temperatura en el vapor vivo (sobrecalentado) y en el vapor recalentado.

Los tres cuerpos de los que consta el generador de vapor son los siguientes:

Figura 29: Tren de evaporación



Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

4.1.3.2. Precalentador o Economizador

Intercambiador de calor donde el agua se precalienta hasta la temperatura próxima a la evaporación.

Este precalentamiento del agua de alimentación satura el agua, aumenta el rendimiento térmico de la instalación y elimina las contracciones térmicas que provocaría la entrada de agua insuficientemente precalentada en el vaporizador.

4.1.3.3. Evaporador

Intercambiador de calor donde el agua se evapora y el calor producido pasa al cuerpo siguiente.

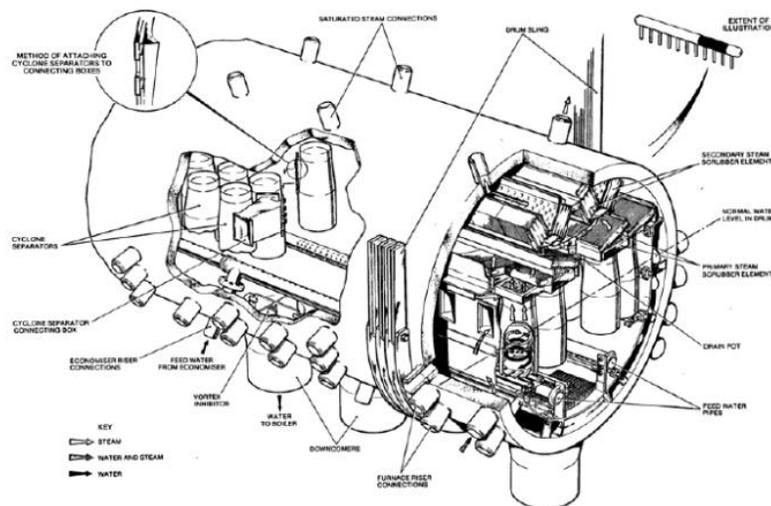
El evaporador está constituido por tubos de agua que intercambian calor con los tubos de aceite térmico procedentes del campo solar. Estos tubos se encuentran conectados a dos cabezales verticales.

- El cabezal inferior suministra el agua saturada a los tubos.
- En los tubos el agua se evapora y por convección natural debido a la disminución de la densidad con la temperatura, asciende.
- En el cabezal superior, la mezcla de líquido-vapor formada se recoge y es enviada al calderín.
- En el calderín se recibe el agua de alimentación y se envía el vapor al sobrecalentador.

El calderín generalmente se encuentra en la parte superior del generador de vapor, y constituye el recinto de mezcla en el que se encuentran en equilibrio la fase líquida y la fase de vapor, por lo que la temperatura es la de saturación para la presión de operación.

El calderín constituye una reserva de agua que puede paliar en una cierta medida toda variación brusca de producción de vapor.

Figura 30: Partes de un calderín



Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

4.1.3.4.Sobrecalentador

Intercambiador de calor donde el vapor se calienta hasta la temperatura demandada por el ciclo de potencia al que va asociado, que será siempre superior a la de saturación.

El objetivo de los sobrecalentadores y recalentadores, es el de aumentar el rendimiento del ciclo, todos estos equipos no requieren un diseño especial, tratándose en realidad de intercambiadores de calor con el único requisito de utilizar materiales aptos para evitar la corrosión causada por el aceite térmico a alta temperatura.

Figura 31: Imagen del sobrecalentador



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

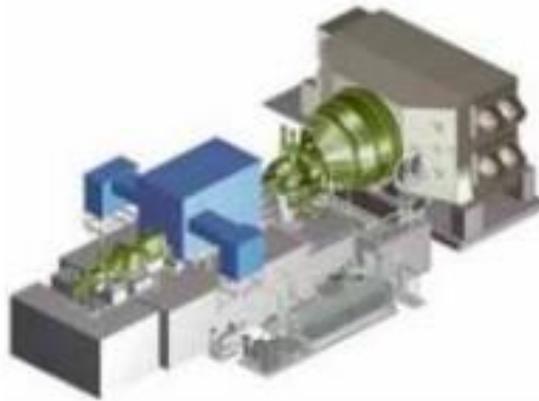
4.1.3.5.Turbina de vapor

La turbina de vapor es el elemento encargado de producir el trabajo para mover el generador eléctrico. La turbina de vapor juega un papel fundamental dentro de las plantas termosolares. Por las características específicas de este tipo de plantas, las cuales no funcionan las 24 horas del día, se requiere de turbinas de vapor con las que se puedan alcanzar altos rendimientos y por lo tanto que ayuden a generar el beneficio económico que en todo proyecto empresarial de este tipo se busca.

La turbina de vapor de una planta termosolar, es muy similar a las turbinas empleadas en cualquier planta industrial y se adaptan a las aplicaciones termosolares.

Las turbinas utilizadas en este tipo de centrales son muy parecidas a cualquier otro tipo de planta. Suelen constar de dos módulos, uno de alta presión y otro de baja presión. Un ejemplo de este tipo de turbinas es la SST-700 de Siemens, capaz de trabajar al 10% de carga.

Figura 32: Turbina Siemens SST-700



Fuente: Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

4.1.3.6. Condensador

El condensador es un intercambiador de energía que se encuentra a la salida de la turbina de baja presión. Se encarga de extraer el calor de vaporización de la mezcla de líquido y vapor y obtener agua líquida. El líquido condensado se envía hacia los precalentadores y el desaireador. Además, elimina gases que no se pueden condensar y son nocivos para la instalación como el oxígeno.

El condensador emplea agua para el intercambio procedente de una torre de refrigeración de tiro mecánico.

4.1.3.7. Recalentador

El recalentador es un generador de vapor que recibe la mezcla líquida y vapor procedente de la etapa de alta presión de la turbina y la transforma en vapor sobrecalentado en la presión de baja presión.

4.1.3.8.Desgasificador

El desgasificador es un intercambiador abierto al que llega el condensado de la etapa de baja presión y las extracciones de la turbina de alta. Se encarga de eliminar los gases que no ha sido posible eliminar en el condensador como el oxígeno y el dióxido de carbono. Estos gases provocan corrosión en el acero y en metales pudiendo provocar averías en la instalación.

Este elemento también sirve de tanque de almacenamiento de agua para la alimentación del generador de vapor.

Figura 33: Imagen del desgasificador



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

4.1.3.9.Precalentador

Los precalentadores son intercambiadores carcasa-tubos, en forma de U. Se utilizan para calentar el agua de alimentación.

Hay dos tipos de precalentadores, de alta y de baja presión. Los de alta presión recogen las extracciones de la turbina y precalientan el agua procedente del desgasificador. Los de baja presión precalienta el agua que viene del condensador.

Figura 34: Imagen del desgasificador



Fuente: S. Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.

4.1.3.10. Torre de refrigeración

Las torres de refrigeración nutren del agua necesaria al condensador para evacuar el calor de la corriente proveniente de la turbina de vapor. Se trata de torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico inducido con flujo en contracorriente.

El agua derivada del condensador entra a la torre de refrigeración por su parte superior y se deja caer sobre un empaquetamiento de relleno que renueva la superficie del agua que se está enfriando. En su caída, el agua se encuentra con una corriente de aire frío que es impulsado por un ventilador situado en la parte alta de la torre. En este cruce de flujos, una parte del agua es evaporada, otra es arrastrada por el viento y otra cae al fondo de la torre desde donde es enviada de nuevo hacia el condensador.

4.1.4. Sistemas Auxiliares

Para el correcto funcionamiento de la central debe contar con una serie de elementos auxiliares.

4.1.4.1. Sistema de protección contra incendios

Toda instalación de este tipo debe contar con un sistema de protección contra incendios. Hay que tener en cuenta que se alcanzan temperaturas muy altas, de hasta 400 °C. Para la protección contra el fuego se cuenta con sistemas de detección, sistemas de extinción, sistemas de almacenamiento de agua y sistemas de control y señalización.

4.1.4.2.Sistema de ventilación y aire acondicionado

El sistema de ventilación es clave para el buen funcionamiento de los aparatos. La central cuenta con ventiladores de impulsión o extracción para la sala de control de motores, la sala de turbinas, la sala de bombeo y en las zonas en que se encuentren los trabajadores.

4.1.4.3.Sistema de alumbrado

Este tipo de instalaciones tienen que estar debidamente iluminadas. Para ello cuenta con:

- Iluminado normal: iluminación de interior y exterior de edificios.
- Alumbrado de emergencia: iluminación adecuada para evacuación del personal y entrada del personal de seguridad. Entra en funcionamiento en caso de fallo de alumbrado normal.
- Alumbrado de apoyo: iluminación de equipos contra incendios y cuadros de alumbrado.
- Alumbrado del campo solar: alumbrado de caminos y sendas para realizar cualquier tarea de mantenimiento en el campo solar.

4.1.4.4.Sistemas eléctricos

Hay dos tipos de sistemas eléctricos en este tipo de centrales: los relacionados con la generación de electricidad y los relacionados con el funcionamiento de la central.

La electricidad producida debe elevar su tensión por medio de un transformador para verterla a la red. La instalación dispone de una subestación de evacuación de la misma tensión que la red de transporte.

Este central aprovecha la electricidad producida para su consumo. Para ello, dispone de transformadores que pasan la tensión desde la generación hasta la de distribución a la de baja tensión o consumo.

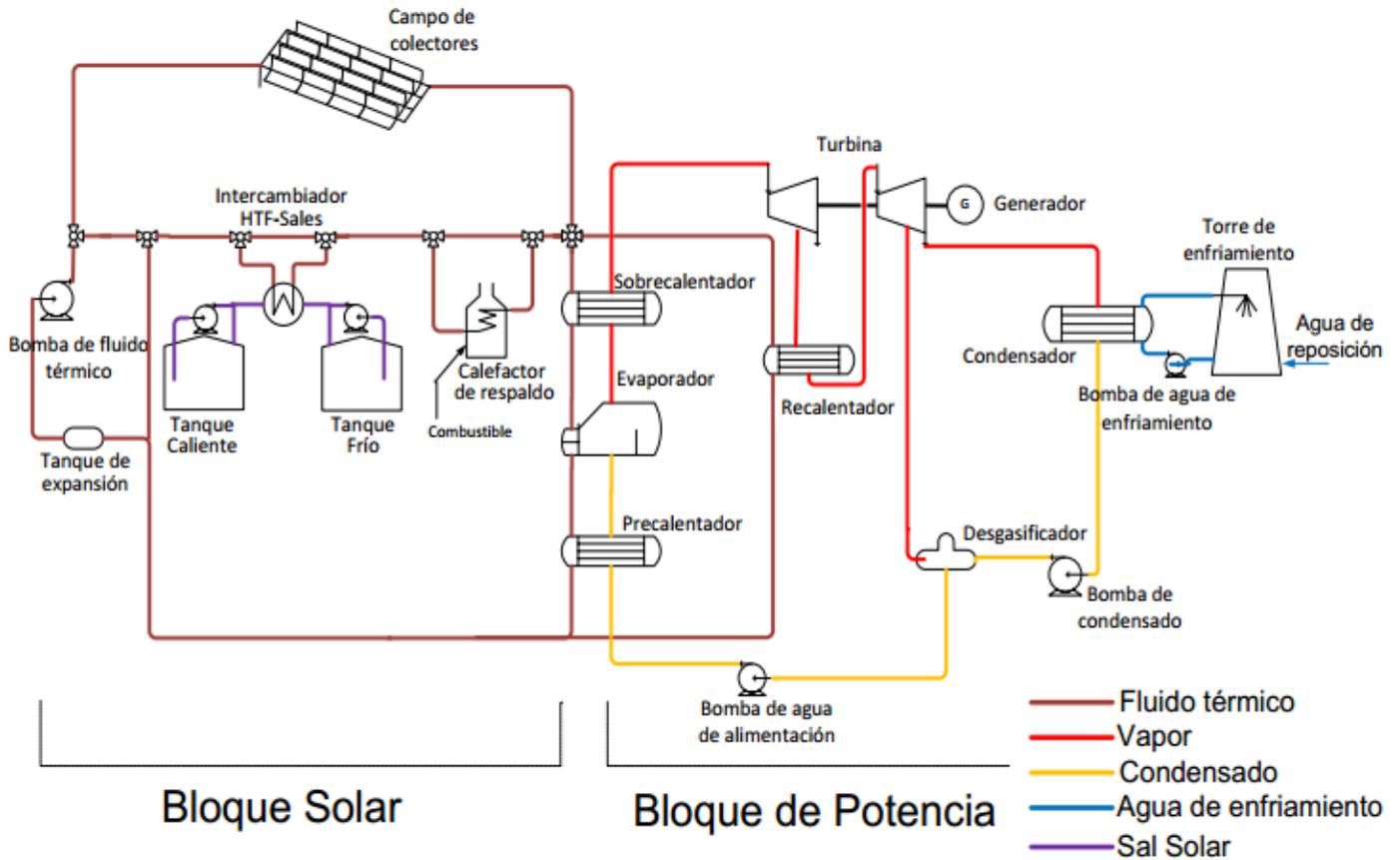
4.1.4.5.Sistemas de suministro y tratamiento de agua

Una central de este tipo necesita agua para su funcionamiento. Se utiliza en la torre de refrigeración, el ciclo de potencia, la limpieza de espejos, servicios auxiliares o el consumo humano.

El agua se obtiene de un pozo y tiene que ser tratada para obtener las características adecuadas. Los tratamientos que sufre el agua son principalmente: estabilización, filtrado, osmosis y desmineralización.

4.2. Componentes de una central termosolar de colectores cilíndricos-parabólicos

Figura 35: Componentes de una central de CPP



Fuente: Fuente: E. Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.

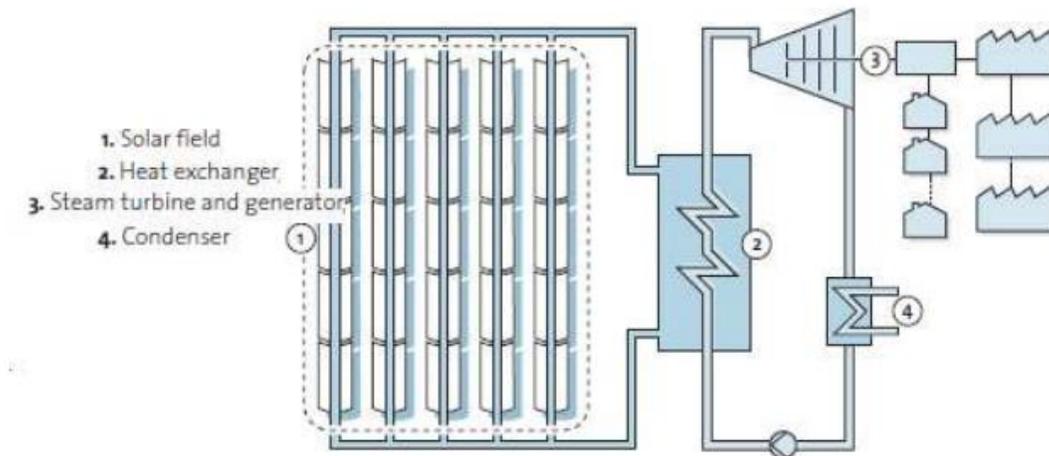
V. Método de cálculo y diseño

En este capítulo se va a desarrollar el cálculo y el diseño de una central termoeléctrica de colectores cilíndrico-parabólicos en el distrito de Olmos.

Diseño de la planta termoeléctrica

La distribución de la planta que se va a diseñar se muestra en la figura, procedente del propio fabricante de los CPPs a utilizar, Flagsol.

Figura 36: Áreas de la central de CPP



Fuente: M. Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela técnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.

La planta contará con las siguientes áreas:

- Campo solar
- Sistema de transferencia de calor
- Bloque de potencia

5.1. Campo Solar

El campo solar consta de los colectores cilíndricos parabólicos elegidos en el capítulo 3, que son los colectores de tipo Eurotrough en su modelo SKAL-ET 150 fabricados por Flagsol, junto con los tubos absorbentes del fabricante Schott, modelo PTR 70, además del fluido caloportador que en este caso se determinó que va a ser el aceite sintético Therminol PV-1.

5.1.1. Parámetros de partida para el dimensionamiento del campo solar

Como un parámetro inicial de diseño, la potencia neta de la planta debe ser de 5 MWe. Como cálculo preliminar, mediante una serie de análisis sobre la potencia, componentes de la central y estudio bibliográfico, los consumos propios se estiman en un 14% [7]. Lo que entrega una potencia bruta inicial de 5,7 MWe.

Para el dimensionamiento de una planta de potencia eléctrica neta de 5 MW, utilizando la información de las centrales actuales en funcionamiento, el rendimiento que se va a tomar para el ciclo Rankine de esta central Solar termoelectrica es del 33%, por lo que la potencia térmica que debe suministrar el campo solar es de:

$$\frac{5,7}{0,33} = 17,27 \text{ MW}$$

El punto de diseño se ha fijado al medio día solar del mes de marzo ya que es el mes donde se va obtener mayor radiación también se debe tener en cuenta que la potencia térmica útil en época de invierno será mucho menor que la del punto de diseño.

Las temperaturas del ciclo HTF están limitadas por la máxima temperatura al cual está diseñado para operar. La temperatura de salida de campo CCP no puede ser mayor a 400°C debido a que se degrada sobre esa temperatura, se debe tener en cuenta el ciclo Rankine y el sistema de intercambio de calor aceite/agua de la central, por lo que dichas temperaturas a la entrada y salida se fijan con un salto térmico de 100°C de acuerdo al funcionamiento de las centrales en operación:

$$T_{in} = 293^{\circ}\text{C}$$

$$T_{out} = 393^{\circ}\text{C}$$

Las coordenadas geográficas para los valores del ángulo de incidencia y del modificador por el ángulo de incidencia al medio día del 15 de junio en la ubicación de la planta son (anexos A):

- Latitud: 5° 59' 1" S
- Longitud: 79° 43' 1" O
- Angulo de incidencia (θ) = 13,65°
- Modificador por el ángulo de incidencia (K) = 0,9892

Como valor de diseño tomamos la máxima radiación 860 W/m² del mes de marzo que es el mes de máxima radiación, valor obtenido de la base de datos de la NASA. Se tomará en cuenta también la potencia en el tiempo de invierno que se reduce casi al 40% de este mes.

Para la temperatura de ambiente se asignara un valor de 27 °C correspondiente a la media de las temperaturas del mes de marzo entre los años 2011-2014 según el

organismo de servicio nacional de meteorología e hidrología del Perú (Senamhi) anexo B.

Además, se tienen los siguientes valores de diseño correspondiente a las características técnicas del colector y del tubo absorbedor en la tabla.

Tabla 3: Características del colector Eurotrugh SKAL-150

Área de apertura del colector (m ²)	817,5
Longitud del tubo absorbedor (m)	148,5
Ø ext Tubo absorbedor (m)	0,07
Factor de interceptancia experimental tubo absorbedor	0,99
Transmitividad cubierta tubo absorbedor	0,92
Absortividad tubo absorbedor	0,95
Reflectancia superficie	0,94
Factor ensuciamiento	0,98
Rendimiento térmico	0,96

5.1.2. Caudal de aceite Therminol VP-1 por fila de CCP

Calcularemos el caudal de aceite por cada fila de los colectores para el punto de diseño se busca que el valor de numero de Reynolds sea lo suficiente elevado para que garantice una buena transferencia de calor dentro del tubo absorbedor (régimen turbulento). Se tomara un valor de $1,5 \times 10^5$ como valor de numero de Reynolds en el caso más desfavorable. El caso más desfavorable que se estima en invierno debido a la menor radiación disponible en esa época del año. Así mismo la fórmula es la siguiente:

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$

Dónde:

μ = Viscosidad dinámica del fluido, expresada en kg/m.s

V = Velocidad del fluido expresada en m/s

D = Diametro interior de los tubos absorbedores, expresado en m

ρ = Densidad del aceite, expresada en kg/m³

Para la determinar los parámetros del aceite en la fase de pre-diseño del campo solar se adopta una temperatura media:

$$\frac{(293 + 393)}{2} = 343 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como hemos considerado este valor medio de la temperatura del aceite en el campo solar, la viscosidad dinámica, “ μ ”, será de $1,826 \times 10^{-4}$ Pa.s o kg/m.s según tabla de especificaciones técnicas del aceite (anexos) y la densidad, ρ , de $766,7 \text{ kg/m}^3$.

Como el diámetro interior del tubo de un colector Eurotrough es de 65 mm, se despeja en la ecuación la velocidad mínima que ha de tener el aceite dentro del tubo absorbente:

$$V = \frac{Re * \mu}{D * \rho}$$
$$V = \frac{6,52 * 10^5 * 1,826 * 10^4}{766,7 * 0,065} = 2,389 \frac{m}{s}$$

Conociendo los parámetros anteriores, se podrá obtener el caudal másico a través de la siguiente ecuación:

$$M = V * st * \rho$$

Dónde:

M = Caudal másico en kg/s

St = Sección transversal de los tubos absorbedores, expresada en m^2 .

Como la densidad del aceite a 343°C es de $766,7 \text{ kg/m}^3$ y el tubo absorbente tiene una sección transversal de $33,18 * 10^{-4} \text{ m}^2$, el caudal másico para la velocidad dada es:

$$M = 2,389 * 33,18 * 10^{-4} * 766,7 = 6,079 \text{ Kg/s}$$

5.1.3. Incremento de temperatura del aceite colector

Ahora calcularemos la variación de temperatura que se produce en el aceite en las condiciones de diseño, se determina las pérdidas térmicas que van a producir en el colector, el coeficiente global de pérdidas estará dado por la siguiente ecuación:

$$U_{l\ abs} = a + b * (T_{abs} - T_{amb}) + c * (T_{abs} - T_{amb})^2$$

Dónde:

$U_{l\ abs}$ = Coeficiente global de pérdidas térmicas, expresado en $W/m^2\ abs\ C^\circ$

El valor de los coeficientes “a” “b” y “c” de la ecuación para una temperatura de trabajo del aceite igual o mayor a 300 °C son: 2,8954; -0,0164 y 0,000065 respectivamente, de acuerdo con las tablas por el CIEMAT para el colector Eurotrough. Se tiene un valor de:

$$U_{l\ abs} = 2,895 - 0,016 * (343 - 27) + 0,000065 * (343 - 27)^2$$

$$U_{l\ abs} = 4,3296 \frac{W}{m^2\ abs\ ^\circ C}$$

Como el área total del tubo absorbente del colector Eurotrough es de 32,65 m² las pérdidas térmicas en el colector a la temperatura de 343 será de:

$$Q_{loss} = U_{l\ abs} * A_{abs} (T_{abs} - T_{amb})$$

Donde:

Q_{loss} = Pérdidas térmicas en el colector, expresado en W

$$Q_{loss} = 4,3296 * 32,65 * (343 - 27) = 45\ 094,30\ W$$

El área total de espejos de los módulos que componen un colector es 817,5 m² conforme a los datos del fabricante, la ecuación de la energía solar incidente sobre el colector será de:

$$Q_{sol} = A_c * I * \text{Cos}(\theta)$$

Donde:

Q_{sol} = Energía solar incidente en el colector expresada en W

A_c = Área de apertura del colector, expresada en m^2

I = Radiación global directa, expresada en W/m^2

θ = Angulo de incidencia, expresado en $^\circ$

La energía solar disponible en la apertura del colector Eurotrough es de:

$$Q_{sol} = 817,5 * 860 * \cos(13,65) = 329\ 114,79\ W$$

El modificador por el ángulo de incidencia K , considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el colector para un ángulo de incidencia (pérdidas geométricas de final de colector, radiación concentrada por parte de los soportes del tubo absorbente, y en la reflectividad de los espejos).

El ángulo k depende directamente del ángulo de incidencia cuyo valor es de 0,9892 con estos datos podemos calcular la potencia térmica útil que suministra un colector Eurotrough bajo las condiciones de diseño que se han establecido. Se tomará un factor de ensuciamiento de 0,98:

$$Q_{\acute{u}til} = A_c * I \cos(\theta) * \eta_{opt} * k * F_e * \eta_{th} - Q_{loss}$$

Donde:

$Q_{\acute{u}til}$ = Potencia térmica útil, expresada en W

η_{opt} = Rendimiento óptica

F_e = Factor de ensuciamiento

η_{th} = Rendimiento térmico del colector

$$Q_{\acute{u}til} = 817,5 * 860 * \cos(13,65) * 0,86526 * 0,9892 * 0,98 * 0,96 - 45094,30$$

$$Q_{\acute{u}til} = 505\ 043,18\ W$$

La potencia térmica útil se invierte en aumentar la entalpia del aceite, a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{útil}} = M (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = M * \Delta H$$

El incremento de entalpia, en función del calor específico del aceite, cuya fórmula viene dada por el fabricante (anexo) y se integra entre las temperaturas de salida y de entrada en el colector, se tiene la siguiente formula:

$$505,043 = 6,079 (1,479 * T_{\text{out}} + 0,0014 * T_{\text{out}}^2 - 533)$$

$$T_{\text{out}} = 327,30$$

Partiendo de esto el incremento de temperatura en un colector será de:

$$327,30 - 293 = 34,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.2 Número de colectores por cada fila

Como se desea tener un salto de 100 °C en cada fila de colectores, en cada colector el incremento será de 34,3°C, por consiguiente, se tendrá:

$$\frac{100}{34,3} = 2,91 \text{ colectores}$$

El número de colectores por fila seria en este caso de 3 colectores por fila, pero desde el punto de vista constructivo, es conveniente elegir un numero par de colectores usualmente las centrales tienen disposición de 4 o 6 colectores por fila.

Como se aumentó el número de colectores de 2,91 a 4, el caudal de aceite por fila aumentará en la misma proporción, entonces el nuevo caudal de aceite que deberá circular por cada fila de 4 colectores es:

$$6,079 * \frac{4}{2,91} = 8,356$$

La velocidad del fluido se va a elevar hasta un 3,28 m/s, siendo el caudal másico M de 8,356 kg/s por cada 4 colectores.

5.3 Número de lazos de la planta termoeléctrica

La potencia térmica útil que suministrará cada fila en el punto de diseño será:

$$4 * 505,043 \text{ kW} = 2\,020,17 \text{ kW}$$

La planta, como se mencionó al comienzo de los parámetros de partida se diseñará para una potencia térmica de: 17,27 MW.

En este punto de diseño utilizaremos el múltiplo solar que se define como el cociente entre la potencia térmica útil que proporciona el receptor solar en condiciones de diseño respecto a la potencia térmica que se requiera en el ciclo de potencia en condiciones de diseño.

Como la radiación varía a lo largo de los días y de las estaciones estará en función del tiempo, mientras se obtenga más horas de almacenamiento del fluido térmico, el sobredimensionamiento del campo y del sistema de captación debe ser proporcional al múltiplo solar para que el ciclo de potencia funcione correctamente.

$$SM = \frac{P_R}{P_D}$$

Dónde:

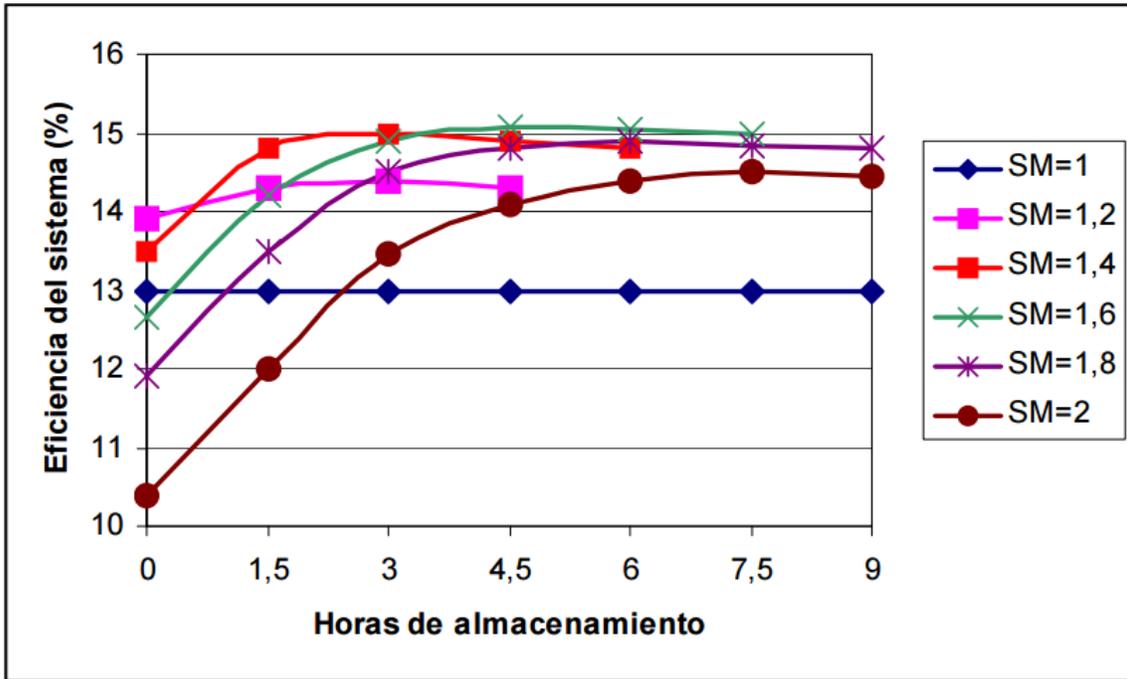
SM: Múltiplo solar

P_R : Potencia térmica útil en condiciones de diseño en W

P_D : Potencia térmica del ciclo en W

Existe una combinación óptima de múltiplo solar y capacidad de almacenamiento ver en la figura.

Figura 37: Curvas del múltiplo solar en función de la eficiencia y las horas de almacenamiento



Fuente: C. J. Winter, R.L. Sizmann, L.L. Vant-Hull."Solar Power Plants. Fundamentals, Technology, Systems, Economics". Springer-Verlag.

De acuerdo al gráfico utilizaremos el valor del múltiplo solar para una mayor eficiencia del sistema que será de 1,2 ya que no tendremos horas de almacenamiento.

Como sobredimensionaremos el campo solar para que opere cerca del punto de diseño la potencia térmica será de:

$$17,27 \text{ MW} * 1,2 = 20,72 \text{ MW}$$

Para la obtención de los lazos tenemos que hallar el cociente entre la potencia térmica requerida y la potencia térmica útil que entregara cada fila de los colectores:

$$\frac{20,72}{2,020} = 10,52 \text{ lazos}$$

Teniendo en cuenta esto el campo solar estará formado por 12 lazos ya que este tiene que ser un número par para la construcción, cada lazo está formado por 4 colectores, ya que sabemos que el área de un colector es de 817.5 m², se establece que la extensión del campo solar será de:

$$12 * 4 * 817,5 = 39\ 240\ m^2$$

5.4 Configuración del campo solar

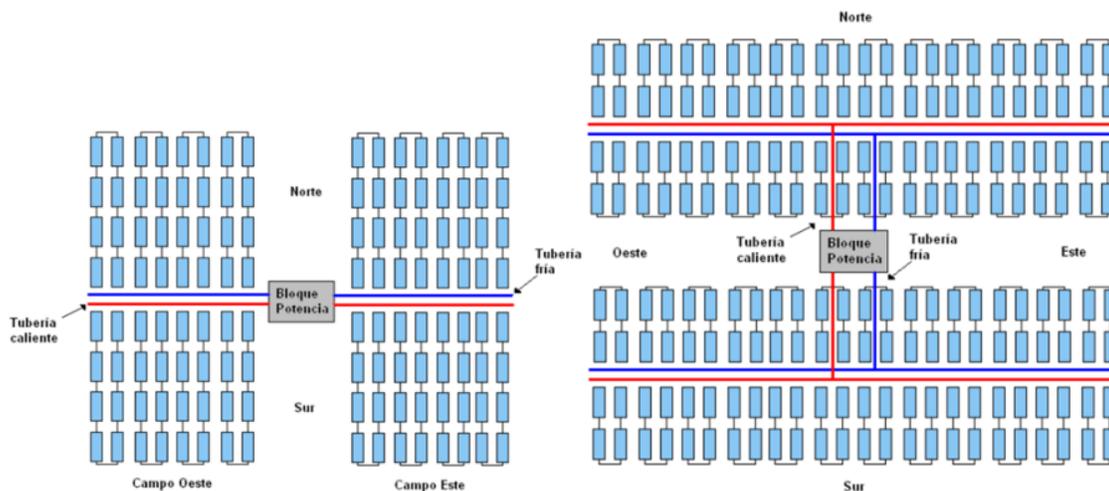
La configuración del campo solar es muy importante en el diseño ya que pueden suponer hasta un 10% de pérdidas del costo de inversión. Aproximadamente se requieren entre 5000 m² y 10000m² por cada MW instalado dependiendo de la cantidad de radiación en la zona.

En este estudio para la localidad de Olmos se necesita 6 540 m² por cada MW, este valor está dentro del rango que generalmente se construyen las centrales.

La potencia de bombeo es una de las pérdidas más importantes que se desea evitar, también en menor medida reducen la potencia térmica útil que aporta el campo solar.

Para minimizar estas pérdidas, se debe disminuir el recorrido de tuberías disponiéndolas de manera eficiente, para campos de colectores menores a 40 000 m² la configuración más eficiente será en forma de “I” y para campos con área mayor a 40 000 m² la configuración más eficiente es la “H” como se ve en la figura.

Figura 38: Configuración en I y en H de los campos solares.



Fuente: http://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/14683/PFC_Daniel_Serrano_Garcia.pdf?sequence=1

Para este caso se utilizara una configuración de campo solar en “I” ya que el área es menos a 40 000 m².

5.5 Cálculo del rendimiento del campo solar

El rendimiento del campo solar se verá afectado por una serie de factores principalmente ópticas y perdidas térmicas, y para hallarlo habrá que calcular las posibles pérdidas que van a surgir en el sistema.

$$\eta_{c,solar} = \rho * F * \eta_{opt.pico} * K(\theta) * \eta_{Th}$$

Dónde:

ρ : Reflectividad de la superficie

F: Factor de ensuciamiento

$\eta_{opt.pico}$: Rendimiento óptico pico

$K(\theta)$: Modificador por ángulo de incidencia

η_{Th} : Rendimiento térmico

Las pérdidas ópticas del colector se verán afectadas ya que la superficie reflexiva del colector es perfecta, ni el vidrio que cubre al tubo absorbente es totalmente transparente, ni la geometría del concentrador es perfecta, por ende, la suma de todas estas imperfecciones provoca que parte de la radiación se pierda.

De las características del colector Eurotrough se sabe que su rendimiento óptico está dado por la siguiente formula:

$$\eta_{opt.p} = \gamma * \tau * \alpha$$

Donde:

γ = Factor de intercepción

τ = Transmitividad de la cubierta del tubo absorbedor

α = Absortividad de la superficie selectiva del tubo absorbedor

El factor de intercepción γ indica la eficiencia de los rayos del sol que van al tubo, ya que parte de la radiación se va a perder por ciertas imperfecciones ya sea en los espejos o en el sistema de seguimiento se le ha asignado un valor de 0,99

Según la información de la transmitividad de la cubierta de cristal del tubo absorbedor es de 0,92.

La absorptividad de la superficie selectiva, cuantifica la cantidad de radiación sobre la superficie selectiva que esta puede absorber. Según el fabricante los tubos tienen una absorptividad de 0,95.

$$\eta_{opt.p} = 0,99 * 0,92 * 0,95$$

$$\eta_{opt.p} = 0,865$$

Los valores de la reflectividad disminuyen progresivamente con forme aumenta la suciedad en la superficie del colector para el Eurotrough se considera:

$$\rho = 0,94$$

El valor del factor de ensuciamiento de los colectores se ha asumido que será del 0,98.

El modificador por el ángulo de incidencia K, considera todas las perdidas ópticas y geométricas del colector para un ángulo de incidencia.

$$K = 0,9892$$

El valor de las perdidas térmicas que se producen en el tubo absorbedor como dato del fabricante es de.

$$\eta_{Th} = 0,96$$

Entonces el cálculo del rendimiento global del campo solar será de:

$$\eta_{c,solar} = \rho * F * \eta_{opt.pico} * K(\theta) * \eta_{Th}$$

$$\eta_{c,solar} = 0,94 * 0,98 * 0,865 * 0,9892 * 0,96$$

$$\eta_{c,solar} = 75,6 \%$$

5.6. Sistema de transferencia de calor y bloque de potencia

Ciclo Rankine regenerativo agua – vapor

Consideraciones:

- Los aceites tienen un límite de temperatura inferior a 400 °C ya que pasando esta temperatura el aceite se comienza a degradar y a perder sus propiedades, dato del fabricante del aceite que se va utilizar.
- Teniendo en cuenta las pérdidas de calor, de diseño y del material se tomará una temperatura de vapor de 375°C con una variación de 25 °C y una presión de diseño de 100 Bar que en general suelen ser la presión de entrada para una turbina de vapor entre (5 – 10) MW.
- Se ha considerado un rendimiento isentropico en turbinas y bombas de 0,85

$$\eta_{isentropico} = \frac{W_{Real}}{W_{isentropico}}$$

- Estas consideraciones se hicieron basadas al rango que nos da el libro de termodinámica (fundamentos de la termodinámica térmica de Michael J. Howard N, Shapiro.)
- Se tomaron datos de los valores de presiones y temperatura de entrada y salida de la parte de vapor de la central existe en Andasol como referencia real para realizar los cálculos de entalpías y entropías para obtener el rendimiento termodinámico del ciclo como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4: Características principales del sistema agua-vapor (Andasol)

Lado Agua-vapor					
	Caudal	Entrada		Salida	
	(Kg/s)	Temp. (°C)	Presión (bar)	Temp. (°C)	Presion (bar)
Pre calentador	52,77	247	115	315	110
Vaporizador	52,77	315	110	315	105
Sobrecalentador	52,77	315	105	377	100
Recalentador	44,44	208	18,4	379	16
Pre calentador	5,55	175	3	120	3

Figura 39: Diagrama de la central a estudiar

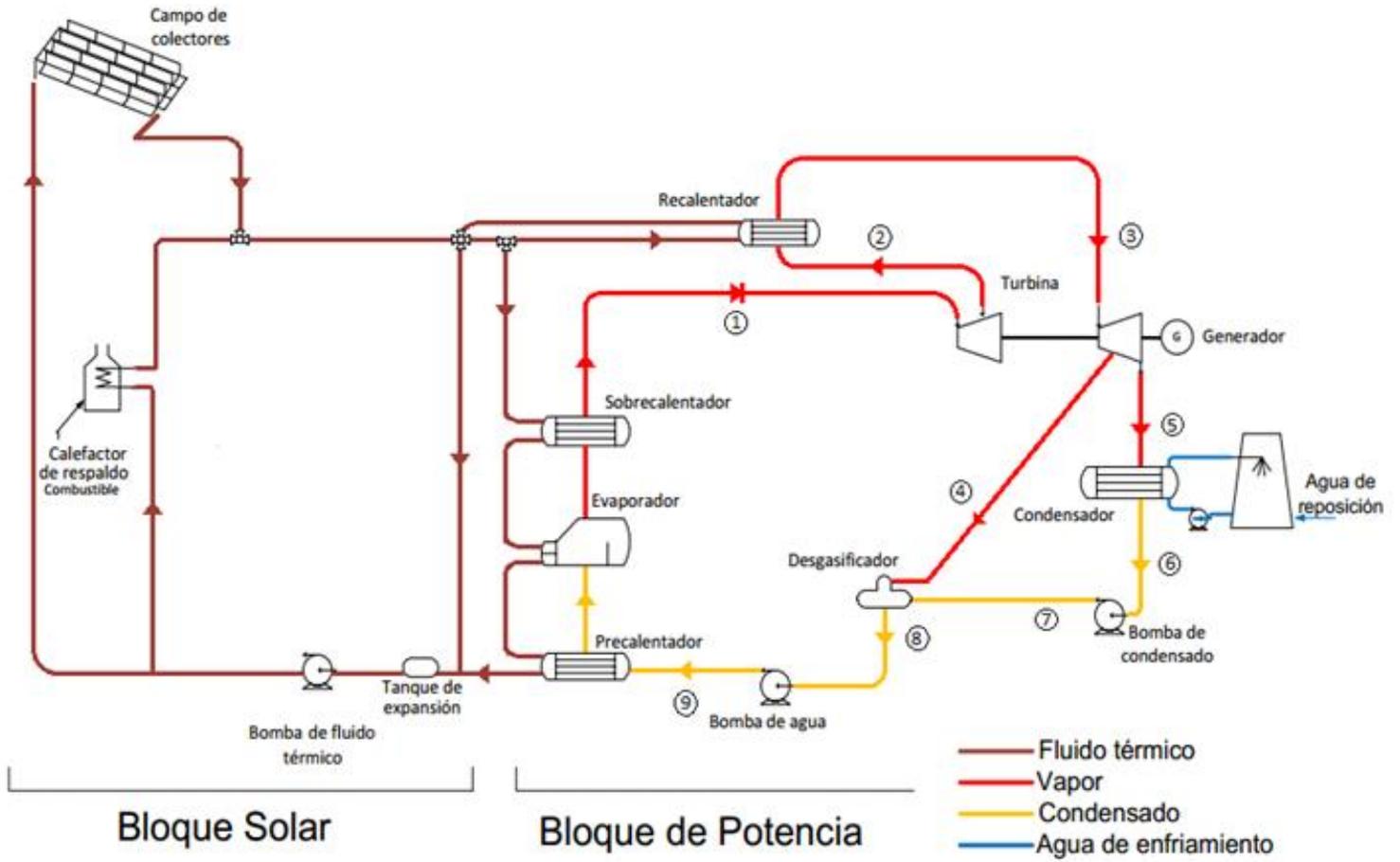
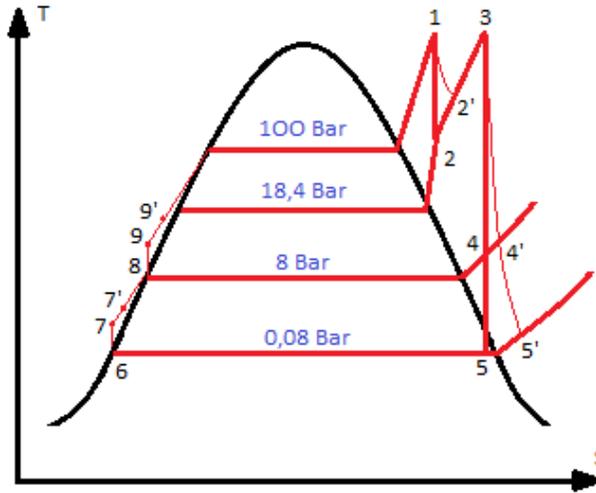


Figura 30: Diagrama T-S del ciclo de la central



1. Análisis de turbina de alta

La entrada a la turbina de alta es a una temperatura de vapor de 375°C y una presión de 100Bar.

Punto 1: interpolando la entalpia y la entropía entre 360°C y 400°C

- T = 375°C
- P = 100 Bar = 10 Mpa
- H₁ = 3 013,46 Kj/Kg
- S₁ = 6,1057 Kj/kg K

Punto 2: En este punto se le hace una extracción de vapura a la temperatura y presión del recalentador P = 18,4 Bar y T = 208 °C

- T = 208 °C ; S₁=S₂
- P = 18,4 Bar = 1,84 Mpa
- H₂ = 2 669,56 Kj/Kg
- S₂ = 6,1057 Kj/kg K

Con este valor de entropía se calcula la calidad:

$$6,1057 = S_l(1 - x) + S_v * X$$

$$6,1057 = 2,4050 (1 - x) + 6,3741 * X$$

$$X = 0,93$$

Punto 3: es la salida vapor del recalentador a temperatura de 375 ° C y a una presión de 18,4Bar

- $T = 375^{\circ}\text{C}$
- $P = 18,4 \text{ Bar} = 1,84 \text{ Mpa}$
- $H_3 = 3\,194,2 \text{ Kj/Kg}$
- $S_3 = 7,0951 \text{ Kj/kg K}$

Punto 4: Se hace una extracción de la turbina de baja para calentar el condensado del desgasificador a una presión de 8 Bar. Sabemos que $S_3 = S_4$ buscamos el S_4 para una presión de 8 Bar y nos da la temperatura que va tener vapor inyectado al desgasificador y la entalpia.

- $T = 263,58^{\circ}\text{C}$
- $P = 8 \text{ Bar} = 0,8 \text{ Mpa}$
- $H_4 = 2\,979 \text{ Kj/Kg}$
- $S_4 = 7,0951 \text{ Kj/kg K}$

Punto 5: la salida de la turbina y la entrada al condensador se hace con una presión de 0,01 Bar y a una temperatura de 45,81 °C.

- $T = 45,85^{\circ}\text{C}$
- $P = 0,1 \text{ Bar} = 0,010 \text{ Mpa}$
- $H_5 = 2\,267,20 \text{ Kj/Kg}$
- $S_5 = 7,1560 \text{ Kj/kg K}$

Con este valor de entropía se calcula la calidad en este punto. Para determinar si está dentro del rango de calidad permitido a la salida de la turbina.

$$X = \frac{7,1560 - 0,64927}{7,4996}$$

$$X = 0,8676$$

$$H_5 = 191,81 + 0,8676 * 2392,1 = 2267,20 \text{ Kj/Kg}$$

Punto 6: es la salida del condensador a una presión de 0,08 Bar y a una temperatura de 41,5°C este punto se encuentra en líquido comprimido, hallaremos la entalpia en líquido comprimido.

- $T = 41,5^{\circ}\text{C}$
- $P = 0,08 \text{ Bar} = 0,008 \text{ Mpa}$
- $H_6 = 173,86 \text{ Kj/Kg}$
- $v = 0,001008$

Punto 7: Viene a ser el punto después de la bomba de condensado, se halla con el volumen específico del punto 6. La presión que tendrá a la salida de esta bomba debe la misma presión con la que llega la inyección de vapor al desgasificador ya que si las presiones son diferentes no llegarán a ingresar, por esto la presión es de 8 Bar en este punto.

$$H_7 = H_6 + v_6 (P_7 - P_6)$$

$$H_7 = 173,86 + 0,001008 (800 - 8)$$

$$H_7 = 174,60 \text{ kj/kg}$$

Punto 8: es la salida del desgasificador con una presión de 8 Bar = 800kpa se encuentra el líquido comprimido a una presión de 800kpa nos vamos a las tablas y encontramos los siguientes datos para esa presión.

- $T = 170,41^{\circ}\text{C}$
- $P = 8 \text{ Bar} = 800 \text{ Kpa}$
- $H_8 = 721,81 \text{ Kj/Kg}$
- $v = 0,001015$

Punto 9: Viene a ser el punto después de la bomba del desgasificador, se halla con el volumen específico del punto 8. La presión que tendrá a la salida de esta bomba debe la misma presión con la que llega a la turbina de alta siendo de 100 Bar.

$$H_9 = H_8 + v_8 (P_9 - P_8)$$

$$H_9 = 721,81 + 0,001015 (10\ 000 - 800)$$

$$H_9 = 731,15 \text{ kj/kg}$$

Utilizando la eficiencia isotrópica para hallar los valores reales de las entalpias

Para turbinas:

$$\eta_{tap} = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2}$$

$$h_{2'} = h_1 - \eta_t(h_1 - h_2)$$

$$h_{2'} = 3\,013,46 - 0,85(3\,013,46 - 2\,669,56)$$

$$h_{2'} = 2\,721,15 \text{ kj/kg}$$

$$\eta_{tbp} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4}$$

$$h_{4'} = h_3 - \eta_t(h_3 - h_4)$$

$$h_{4'} = 3\,194,2 - 0,85(3\,194,2 - 2\,979,76)$$

$$h_{4'} = 3\,012 \text{ kj/kg}$$

Punto 4:

$$p_4 = 8 \text{ Bar}$$

$$h_{4'} = 3\,012 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_{4'} = 7,1560 \text{ Kj/Kg k}$$

Punto 5:

$$\eta_t = \frac{h_{4'} - h_{5'}}{h_{4'} - h_5}$$

$$h_{5'} = h_{4'} - \eta_t(h_{4'} - h_5)$$

$$h_{5'} = 3\,012 - 0,85(3\,012 - 2\,267,20)$$

$$h_{5'} = 2\,378,92 \text{ kJ/kg}$$

$$X = \frac{2\,378,92 - 191,81}{2\,392,1}$$

$$X = 0,9139$$

La calidad a la salida de la turbina es del 91,39 quiere decir que el porcentaje de humedad es de 8,61 lo que es permitido en las turbinas de vapor.

Para bombas

$$\eta_{Bcond.} = \frac{h_7 - h_6}{h_{7'} - h_6}$$

$$h_{7'} = h_6 + \left(\frac{h_7 - h_6}{\eta_{Bcond.}} \right)$$

$$h_{7'} = 173,86 + \left(\frac{174,60 - 173,86}{0,85} \right)$$

$$h_{7'} = 174,71 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta_{B Desg.} = \frac{h_9 - h_8}{h_{9'} - h_8}$$

$$h_{9'} = h_8 + \left(\frac{h_9 - h_8}{\eta_{B Desg.}} \right)$$

$$h_{9'} = 721,81 + \left(\frac{731,15 - 721,81}{0,85} \right)$$

$$h_{9'} = 732,80 \text{ KJ/Kg}$$

Potencia de la turbina:

$$W = m_1 (h_1 - h_{2'}) + m_1 (h_3 - h_{4'}) + (m_1 - m_4) (h_{4'} - h_{5'})$$

Balance en el desgasificador:

$$m_4 h_{4'} + (m_1 - m_4) h_{7'} = m_1 h_8$$

$$m_4 (h_4 - h_{7'}) + m_1 h_{7'} = m_1 h_8$$

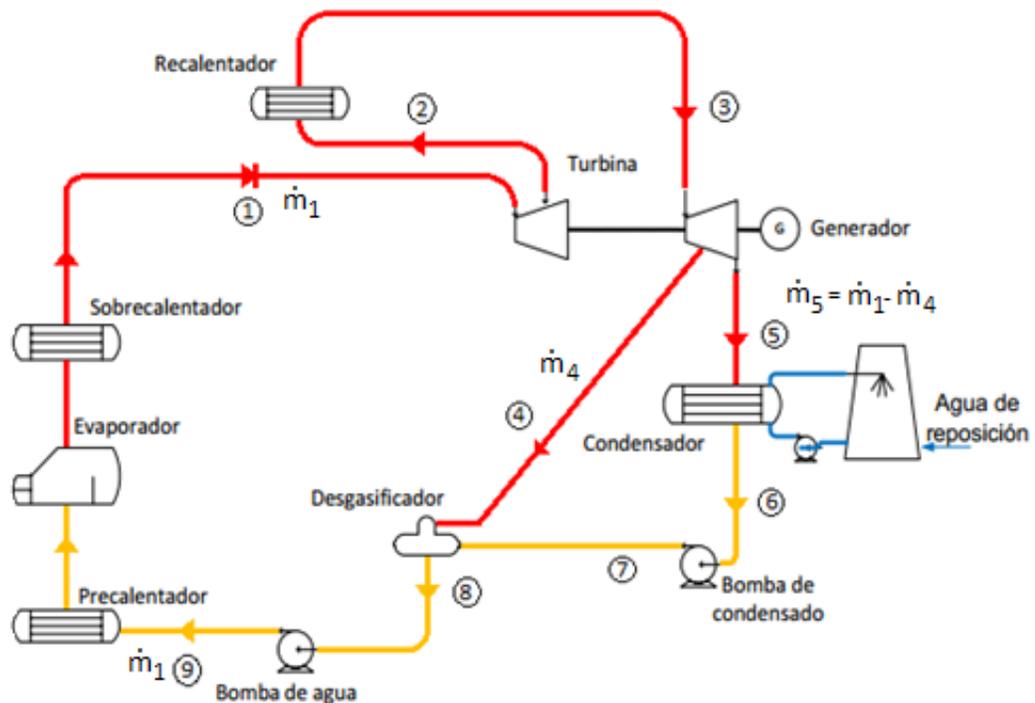
$$m_4 (h_4 - h_{7'}) = m_1 (h_8 - h_{7'})$$

$$m_4 = \left(\frac{h_8 - h_{7'}}{h_4 - h_{7'}} \right)$$

$$m_4 = \left(\frac{721,81 - 174,7}{3012 - 174,7} \right)$$

$$m_4 = 0,1928 m_1$$

Figura 31: Balance de energía del desgasificador



La potencia en la turbina será de 5,7 MW con un 14% de consumos propios de la central como se mencionó al inicio del cálculo.

$$5700 = m_1 (3\ 013,46 - 2\ 721,15) + m_1 (3\ 194,2 - 3\ 012) + (1 - 0,1924) (3\ 012 - 2\ 378,92)$$

$$m_1 = \frac{5\ 700}{(3\ 013,46 - 2\ 721,15) + (3\ 194,2 - 3\ 012) + (1 - 0,1924) (3\ 012 - 2\ 378,92)}$$

$$m_1 = 5,78\text{kg/s}$$

$$m_4 = 1,11\text{ kg/s}$$

$$m_5 = 4,67\text{ kg/s}$$

Para hallar el trabajo de las bombas:

Bomba de condensado:

$$W_{B\ cond.} = (h_{7'} - h_6)$$

$$W_{B\ cond.} = m_5 (h_{7'} - h_6)$$

$$W_{B\ cond.} = 4,67 (174,71 - 173,86)$$

$$W_{B\ cond.} = 3,97\text{ Kw}$$

Bomba del desgasificador:

$$W_{B\ cond.} = (h_{9'} - h_8)$$

$$W_{B\ cond.} = m_1 (h_{9'} - h_8)$$

$$W_{B\ cond.} = 5,78 (732,95 - 720)$$

$$W_{B\ cond.} = 74,85\text{ Kw}$$

Para hallar el calor que debe disipar el condensador

$$Q_{cond} = m_5 (h_{5'} - h_6)$$

$$Q_{cond} = 4,67 (2\ 378,92 - 173,86) = 10\ 297,63\text{ KW}$$

Rendimiento del ciclo térmico

$$\eta_{c \text{ term.}} = \frac{m_1(h_1 - h_{2'}) + m_1(h_3 - h_{4'}) + m_5(h_{4'} - h_{5'}) - [m_5(h_{7'} - h_6) + m_1(h_{9'} - h_8)]}{m_1(h_1 - h_{9'}) + m_1(h_3 - h_{2'})}$$

$$\eta_{c \text{ term.}} = 0,35$$

5.7. Calculo para la potencia de la caldera auxiliar de gas natural

Las entalpías de ingreso y salida del campo solar son de 293°C y a 393°C como se muestra al inicio del capítulo, se hallarán estas entalpías a esa temperatura en los datos del fabricante de propiedades del aceite que están en los anexos.

$$\dot{W} = \dot{m} (\Delta h)$$

- Entalpia a 293°C interpolando entre 290°C y 300°C la entalpia es 538,5 *Kj/Kg*
- Entalpia a 393°C interpolando entre 390 °C y 400°C la entalpia es 782,23 *Kj/Kg*

$$5,7 = \dot{m} (782,23 - 538,5)$$

$$\dot{m} = 23,38 \text{ kg/s}$$

El flujo másico de aceite que pasara por las tuberías a la salida del campo solar y llegara hasta el bloque de potencia es de 23,38 *kg/s* para generar 5,7 MW.

La caldera de respaldo producirá el 15% de energía total de la planta que es de 0,85 MW como esta caldera tiene una eficiencia del 90% producirá un total neto de 0,94 MW.

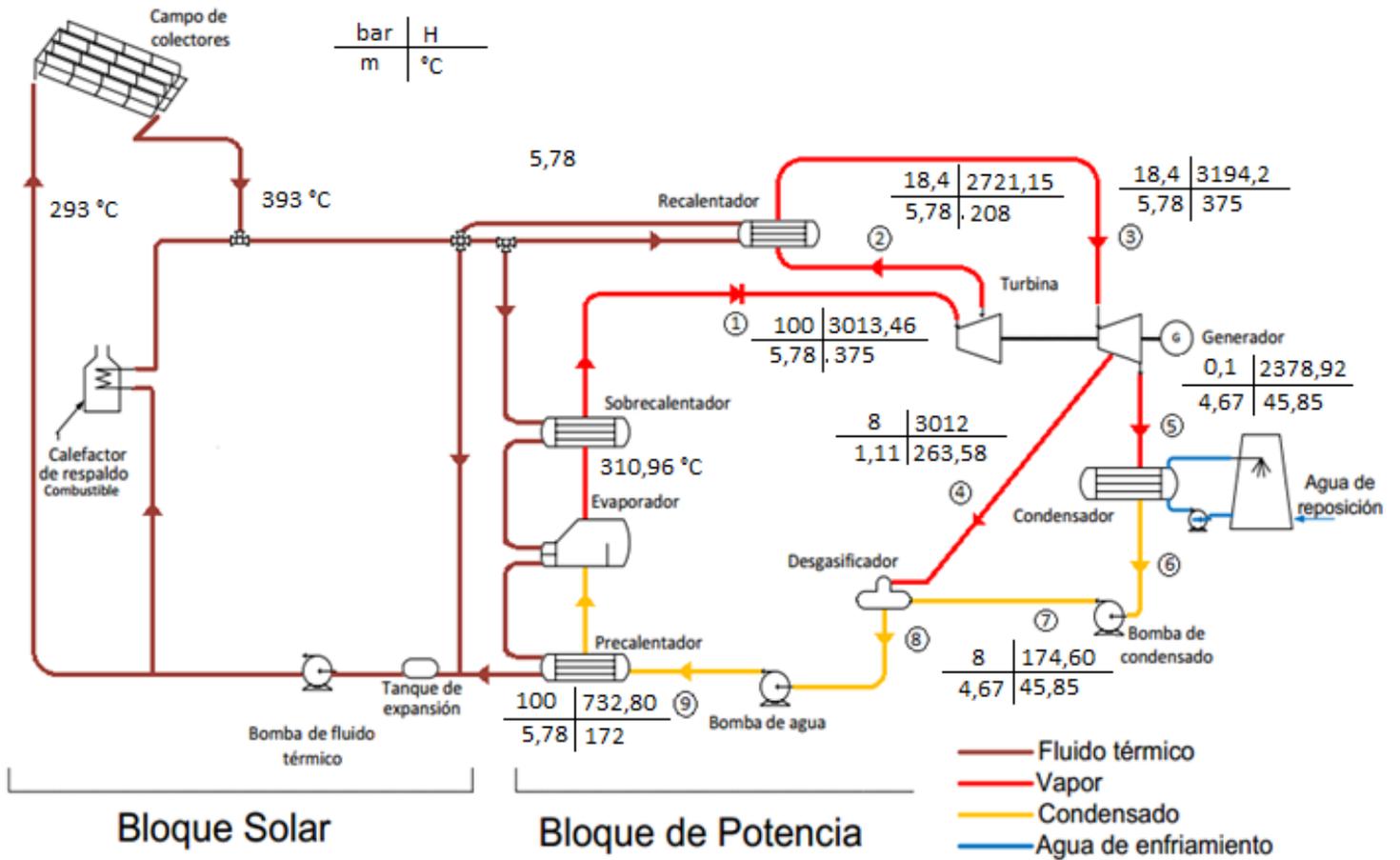
$$0,94 = \dot{m} (782,23 - 538,5)$$

$$\dot{m} = 3,85 \text{ kg/s}$$

El flujo de aceite que pasa a través de la caldera para calentarse a la temperatura de 393°C es de 3,85 *kg/s*.

Grafico final de los datos del ciclo:

Figura 32: Datos del diagrama de la central



5.8. Cálculo para la selección del alternador

El alternador de la central que estará acoplado a la turbina, será de tipo síncrono ya que son los indicados para potencias mayores a 2 MW, y con 2 pares de polos para 1800 rpm y a una frecuencia del sistema de 60 Hz.

Se escogió la tensión nominal a la cual este generador trabajara de 10 Kv, la potencia nominal que es de 5 MW y el factor de potencia escogido para la central es igual a $\cos(\varphi)=0,85$.

Por lo tanto, el valor de la intensidad nominal del sistema se podrá calcular con la ecuación de la potencia activa:

$$P = \sqrt{3} * U * I * \text{Cos } \varphi$$

Donde:

P = Potencia nominal de la planta

U = Tensión nominal expresada en KV

I = Corriente nominal, expresada en KA

Cos φ = Factor de potencia

$$5 * 10^6 = \sqrt{3} * 10 * 10^3 * I * 0,85$$

$$I = 0,34 \text{ KA}$$

El alternador elegido es el de ABB Motors de 6 MW de 1 500-1 800 rpm a una frecuencia de 50-60 Hz, las demás especificaciones están en los anexos.

El rendimiento del alternador es del 99%, casi todos los alternadores se mantienen en esta eficiencia.

5.9. Resumen de las características de la central termosolar

En esta tabla se muestran los principales valores de la central desarrollado en este capítulo.

Tabla 4: Características principales de la central

Características de la instalación	
Potencia nominal	5 (MW)
N° de Lazos	12
N° de Colectores por fila	4
N° Total de colectores	48
Separación entre filas	15 (m)
Extensión de colectores	39 240 (m ²)
Múltiplo Solar	1,2
Producción Eléctrica anual bruta	19 891 889,65(MWh)
Tipo de colector	Eurotrough
Tubo absorbedor	Schott PTR 70
Aceite térmico	Therminol PV1
Rendimiento del campo solar	0,756
Rendimiento del ciclo agua-vapor	0,35
Rendimiento global de la central	0,26

Resumen del dimensionamiento de los principales equipos que componen el bloque de potencia.

Tabla 5: Características de los principales componentes del bloque de potencia

Características de los componentes del bloque de potencia	
Turbina Siemens SST-060	6 (MW)
Generador ABB motors	6 (MW)
Motor del condensador	3,97 (KW)
Motor del desgasificador	74,85 (KW)
Caldera Auxiliar Pirobloc GTF-060	0,94 (MW)
Condensador	10 297,63 (KW)

Las demás especificaciones de los equipos están en los anexos

5.10. Producción de energía eléctrica

Producción eléctrica solar

La planta solar no cuenta con almacenamiento lo que limita su operación a las horas de producción del día que son de 9 horas, con una superficie total de 39 240 m², con un rendimiento óptico de 75,6 % y un rendimiento del ciclo térmico de, la tabla de radiación directa se puede obtener a través de la página web de la NASA como muestra la figura. Para calcular la producción de energía se utiliza la siguiente formula:

$$P_e = I_S * S_{\text{espejos}} * \eta_{C,vapor} * \eta_{C,vapor} * \eta_{Altern.} * \text{dias}(mes)$$

Dónde:

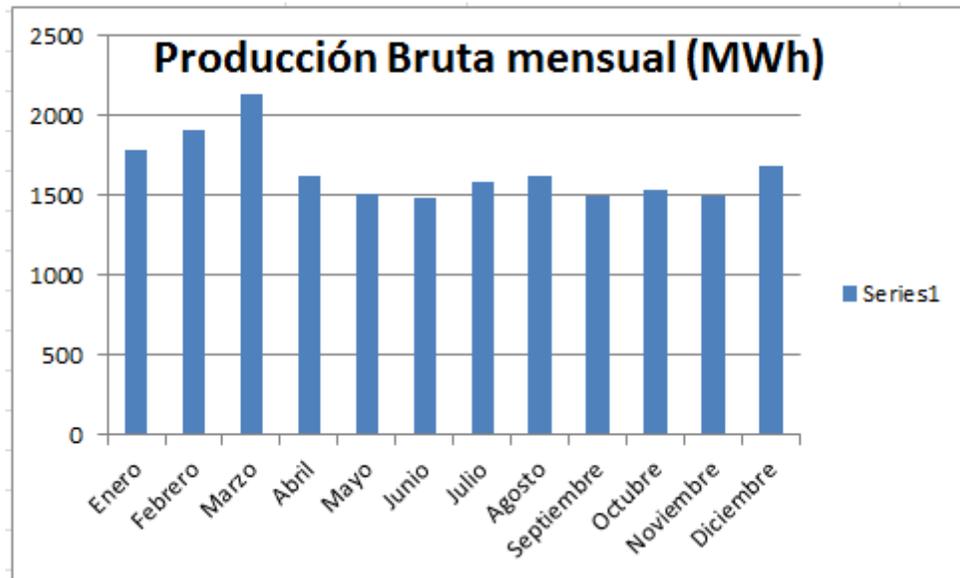
- P_e : Producción eléctrica generada KWh
- I_S : Radiación normal directa, expresada en KW/m²
- S_{espejos} : Superficie especular de la planta, expresada en m²
- $\eta_{C,vapor}$: Rendimiento del ciclo de vapor
- $\eta_{Altern.}$: Rendimiento del alternador
- $\text{dias}(mes)$: Días que tiene cada mes

Figura 33: Producción anual de la energía de la central en KWh y MWh

S	Superficie de la planta en m2	39240
Ncv	rendimiento del ciclo de vapor	0,34
Nalt	rendimiento del alternador	0,99
Nopt	rendimiento optico	0,756

Mes	Radiacion directa (kWh/m2)	días del mes	produccion bruta de energia KWh	produccion bruta en MWh
Enero	5,78	31	1 789 181,66	1 789,18
Febrero	6,82	28	1 906 809,52	1 906,81
Marzo	6,9	31	2 135 874,30	2 135,87
Abril	5,4	30	1 617 632,71	1 617,63
Mayo	4,89	31	1 513 684,83	1 513,68
Junio	4,98	30	1 491 816,83	1 491,82
Julio	5,11	31	1 581 785,17	1 581,79
Agosto	5,24	31	1 622 026,28	1 622,03
Septiembre	5,02	30	1 503 799,30	1 503,80
Octubre	4,98	31	1 541 544,06	1 541,54
Noviembre	5,02	30	1 503 799,30	1 503,80
Diciembre	5,44	31	1 683 935,68	1 683,94
Promedio	5,465			
total anual			19 891 889,65	19 891,89
promedio de MW al año				6,06

Figura 34: Producción bruta mensual MWh



Producción neta con apoyo de caldera auxiliar del 15%

Tabla 6: Producción neta con apoyo de la caldera auxiliar

Producción de energía bruta	(MWh anuales)
Campo Solar	1 9891,89
Caldera Auxiliar	2 685,4
Producción neta	22 577,29

5.11. Producción eléctrica con caldera auxiliar

El funcionamiento común de estas plantas son ciclos de parada y arranque, con el fin de suplir las pérdidas durante paros por condiciones imprevistas o de mal clima se implementará una caldera auxiliar que este caso será de Gas Natural.

El Gas Natural es un combustible más limpio que las tradiciones provenientes del diesel, ya que su combustión genera menos CO₂ que otros combustibles.

Actualmente el Perú no cuenta con una normatividad para el uso de esta energía auxiliar en una planta termosolar, ya que no se tiene un régimen de cuanto es lo que se va a producir con esta caldera para compensar las pérdidas de carga o ausencias de radiación

del campo solar, se asumirá la normatividad vigente que tienen las plantas termo solares en España que permite hasta un 15% de la energía total anual para ser producida por esta caldera de Gas Natural.

El rendimiento de la caldera se supondrá en un 90% que es el rendimiento habitual de las calderas de gas. De acuerdo a estos motivos se obtendrá una energía adicional aportada por esta caldera en casos de ser utilizada.

$$E_{\text{cald.aux}} = E_P * 15\% * 90\%$$

$$E_{\text{cald.aux}} = 19\,891,88 * 0,15 * 0,90$$

$$E_{\text{cald.aux}} = 2\,685,40 \text{ MWh}$$

Se puede producir en la caldera hasta 2 685,40 MW en caso de contingencias en días donde las condiciones climáticas sean desfavorables para la planta.

VI. Análisis económico

Marco legal

Estos tipos de proyectos están sujetos a la normatividad vigente ley de Generación Eficiente (2006), promueve licitaciones y contratos a largo plazo como medio para respaldar inversión en generación a gran escala (grandes hidroeléctricas y otras tecnologías convencionales), y el Decreto legislativo N° 1002 (“DL 1002”), 02/05/2008, declara de interés nacional y necesidad pública de desarrollo de generación de electricidad mediante recursos renovables.

D.S N° 012-2011-EM, 23/03/2011, aprobó reglamento de la generación de electricidad con energías renovables.

D.S N° 020- 2013-EM, 27/06/2013, aprobó reglamento para la promoción de la inversión eléctrica en áreas no conectadas a la red.

Estos decretos establecen como prioridad nacional, la promoción de energías renovables y la venta de electricidad a través de las subastas.

Este proyecto obtendría los siguientes beneficios de acuerdo a la normatividad:

- Prioridad para el despacho al COES y compra de la energía producida.
- Prioridad en el acceso a las redes
- Tarifas estables a largo plazo (determinadas mediante subastas)

6.1. Análisis de la inversión

Parámetros a tener en cuenta

Varios factores influyen en la elaboración de un análisis económico a lo largo del periodo de vida de una planta termosolar, conviene tener en cuenta los siguientes factores:

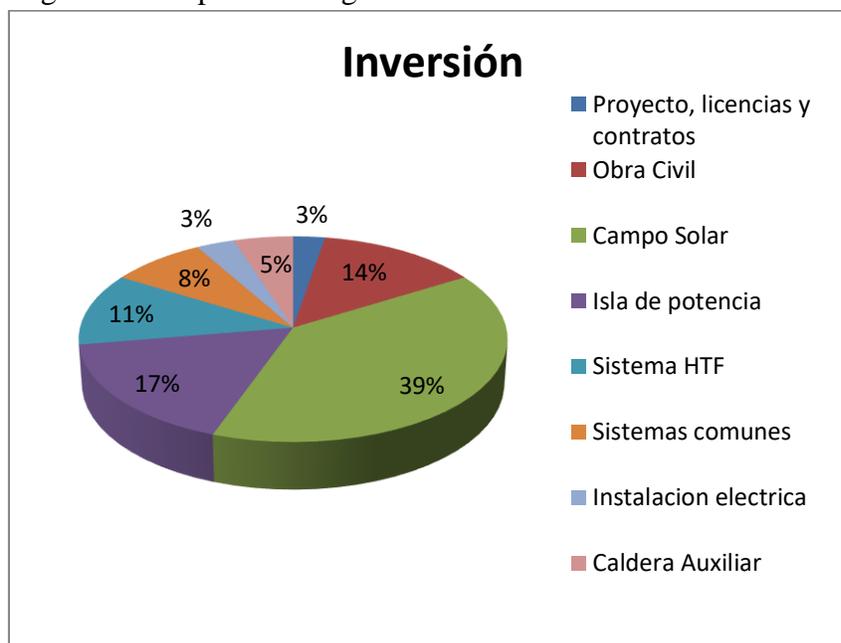
- Vida útil de la planta
- Inversión del proyecto
- Precio del KWh
- Tasa de descuento
- Costes de operación y mantenimiento

Descripción de la inversión:

1. Desarrollo del proyecto
2. Obra civil
3. Campo solar
4. Bloque de potencia
5. Sistema HTF
6. Sistemas comunes
7. Sistema eléctrico
8. Dirección y Gestión del proyecto

Para el análisis económico se consideraron datos de la proporción de la inversión que se muestra en la figura 35, de las siguientes referencias bibliográficas “Assesment of parabolic trough,technology cost and performance forecast” y Eurotrough:“Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation, International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies”. Representa la proporción de gastos de cada parte de la central respecto a la inversión que se tiene que realizar de acuerdo a la siguiente figura:

Figura 35: Proporción de gastos de una central termosolar de CPP



La inversión más grande de toda la inversión se desarrolla en el campo solar y es de 24 231 923,52 Soles, los demás montos se obtuvieron de manera proporcional al gráfico.

Figura 36: Gastos totales de la central

Partidas	Total (S./)
Proyecto, licencias y contratos	1 654 561,91
Obra Civil	8 359 241,90
Campo Solar	24 231 923,52
Isla de potencia	10 433 618,02
Sistema HTF	7 031 888,12
Sistemas comunes	4 957 512,00
Instalacion electrica	1 981 770,05
Caldera Auxiliar	3 086 869,24
Total final	61 737 384,76

6.1.1 Costos de la central

Se va incluir los costos de operación, mantenimiento, costes del Gas natural como combustible de la caldera de respaldo y costes de personal.

6.1.2 Costos de operación y mantenimiento

Los costos de operación de la central serán básicamente el sueldo del personal que operara la central que se describe en el siguiente gráfico que serán de 493 200 Soles.

Figura 37: Costos de operación

9	Operación	cantidad	unidad	total
9,1	Ingenieria	4	5 000,00	20 000,00
9,2	tecnicos	4	2 500,00	10 000,00
9,3	direccion y logistica	3	2 500,00	7 500,00
9,4	otros	3	1 200,00	3 600,00
	total de sueldo de trabajadores mensual			41 100,00
	total en un año			493 200,00

Los costos de mantenimiento vendrán a ser el 1% del total de la inversión total que en este caso será de 617 373,85 Soles.

Figura 38: Costos de mantenimiento

Mantenimiento	
Mantenimiento de equipos (1%)	617 373,85

6.2. Ingresos

6.2.1. Precio de la venta de electricidad

La retribución del dinero se recibirá gracias a la venta de energía eléctrica, para este estudio se tomarán dos tarifas, la tarifa de precio en barra de la subestación donde se conectará la central y la tarifa de subasta de energías renovables para la energía solar.

Figura 39: Precios de las tarifas

Tarifa	Precio ctm S./ Kw/h
Tarifa promedio de la subasta	72,6
Tarifa en barra de la subestación	21,48

6.2.2. Análisis económico

Se considerará un periodo de vida de la central de 20 años con una tarifa fija, una tasa del 10% y de una inversión inicial de 61 737 384,76 Soles, se considerará el análisis de ambas tarifas para considerar cual tarifa es la más rentable.

6.2.3. Valor del KWh de la central termosolar

Se calcula mediante el LCOE que es el costo teórico de generar energía eléctrica, incluye la inversión inicial, tasa de descuento, así como los costes de mantenimiento y operación. La fórmula para analizarlo es la siguiente.

- t = Vida estimada de la instalación
- i = Inversión inicial
- Mt = costes de operación y mantenimiento
- E = Energía generada durante la vida del sistema
- r = Tasa de descuento

$$LCOE = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{i + Mt}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E}{(1+r)^t}}$$

$$LCOE = \frac{\frac{61\,737\,384,76 + 493\,200}{(1+0,10)^1} + \frac{617\,373,85 + 493\,200}{(1+0,10)^2} + \frac{617\,373,85 + 493\,200}{(1+0,10)^3} + \dots + \frac{617\,373,85 + 493\,200}{(1+0,10)^{20}}}{\frac{19\,891\,889,6}{(1+0,10)^1} + \frac{19\,891\,889,6}{(1+0,10)^2} + \frac{19\,891\,889,6}{(1+0,10)^3} + \frac{19\,891\,889,6}{(1+0,10)^4} + \dots + \frac{19\,891\,889,6}{(1+0,10)^{20}}}$$

$$LCOE = 0,38 \text{ S./ KWH}$$

6.2.4. Valoración del proyecto

Para el análisis de la inversión se realizará un VAN y un TIR ya que son los métodos más utilizados para evaluar la rentabilidad de un proyecto de inversión.

6.2.5. Valor actual neto (VAN)

Consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros o en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial.

6.2.6. Tasa interna de rentabilidad (TIR)

Se denomina tasa interna de rentabilidad a la tasa de descuento que hace que el valor actual neto de una inversión sea igual a cero (VAN=0).

Figura 40: VAN y TIR con 0,2148 S./ KWh

	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversion Inicial	-61 737 384,76							
Gastos Mantenimiento		-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85
Gastos de Operación		-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00
TOTAL DE EGRESOS	-61 737 384,76	-1 110 573,85						
Ingresos venta de energía		4 272 777,90	4 272 777,90	4 272 777,90	4 272 777,90	4 272 777,90	4 272 777,90	4 272 777,90
TOTAL DE INGRESOS	0,00	4 272 777,90						
BENEFICIOS NETOS	-61 737 384,76	3 162 204,05						

precio de la energía s/.kw-h

0,21

VAN -34 815 759,11

TIR 0%

Figura 41: VAN y TIR con 0,726 S./ KWh

	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversion Inicial	-61 737 384,76							
Gastos Mantenimiento		-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85	-617 373,85
Gastos de Operación		-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00	-493 200,00
TOTAL DE EGRESOS	-61 737 384,76	-1 110 573,85						
Ingresos venta de energía		14 533 014,58	14 533 014,58	14 533 014,58	14 533 014,58	14 533 014,58	14 533 014,58	14 533 014,58
TOTAL DE INGRESOS	0,00	14 533 014,58						
BENEFICIOS NETOS	-61 737 384,76	13 422 440,73						

precio de la energía s/.kw-h

0,73

VAN 52 535 419,65
TIR 21%

La tarifa de barra no es rentable con el proyecto, pero la tarifa de la subasta es rentable ya que sale positivo el VAN y mayor del 10% en el TIR, el precio del KWh en la central es de 0,38 Soles, hasta estos valores se podría llegar en una subasta con esta tarifa.

CONCLUSIONES

- Se analizó la radiación solar anual para la producción de energía así como la temperatura de ambiente de la zona y se determinó un lugar óptimo a desarrollar este dimensionamiento, ya que cuenta con una radiación anual de 1 994 kwh/m², con una radiación promedio de 5,46 kwh/m² estos datos fueron obtenidos de la NASA y se corroboraron con los datos de radiación solar de las localidades que están en la página del ministerio de energías y minas del Perú.
- Se realizó un análisis para evaluar la mejor opción de tecnología termosolar en existencia y determinar cuál es la más eficiente, se evaluaron algunos criterios como costos, experiencia comercial, madurez de la tecnología, eficiencia y posibilidad de almacenamiento y se llegó a la conclusión que la tecnología de colectores cilindro parabólicos es la mejor opción con una puntuación de 19 siendo esta tecnología la más viable, esta tecnología es muy desarrollada en países como España y EEUU con una potencia de 3 500 MW en operación y altas sumas de dinero en I+D que otras tecnologías.
- Se realizó los cálculos para determinar cuál será el área de los colectores y se determinó un área de colectores de 39 240 m² con una eficiencia óptica del campo solar de 75,6%.
- Se llegó a determinar los principales componentes de la central como es el generador, la turbina, las dos bombas principales, el condensador y la caldera de respaldo de la central, así como también se llegó a determinar algunos parámetros de funcionamiento del bloque de potencia como ingreso de flujo másico de vapor, temperatura de operación y presiones.
- Las principales características de los componentes de la central termosolar son las siguientes: turbina Siemens SST-060 de (6 MW), generador ABB motors de (6 MW), motor del condensador de (4 KW), motor del desgasificador de (74,85 KW), caldera auxiliar Pirobloc GTF-060 de (0,94 MW).
- La inversión necesaria para la instalación de la central termosolar es de 61 737 384,76 Soles, la ubicación de la central será en el distrito de Olmos en la localidad de Las Pampas de Olmos con coordenadas UTM (WGS84): 542 594,134 Este y 8770703,842 Norte.
- Se desarrolló una análisis económico para determinar la viabilidad del proyecto y se obtuvo un precio de 0,381 S./ KWh de la central, se evaluó dos posibles escenarios de tarifas, una con el precio de barra de la subestación Piura que es la más cercana y otra con el precio de tarifa de las subastas de energías renovables RER para la energía solar y se

llegó a la conclusión que la mejor opción es obtener el precio de tarifa de la subasta con un VAN de 52 535 419,7 Soles y un TIR de 21% estos son los valores máximos que se podrían llegar a alcanzar si el proyecto es adjudicado en la subasta.

- El costo de la producción de electricidad para este tipo de central sigue siendo mayor al de las centrales convencionales, si se quiere competir con otras tecnologías tradicionales, se tiene que incentivar la generación de estas centrales de energía renovable para que en el futuro pueda llegar a ser una fuente de producción de energía importante.

BIBLIOGRAFIA

- [1] S.Garcia Garrido, Sistema HTF en centrales Termosolares Fluido HTF, principios de funcionamiento y equipos principales, Renovetec, 2011.
- [2] E.Andres Chandia Albuin, «Diseño y análisis técnico-económico de una central termoelectrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile.» Universidad de Chile, Chile, 2012.
- [3] A.Lorenzana Gaona, «Diseño y optimización de una planta termosolar con concentradores cilindrico-parabólicos.» Universidad Carlos III de Madrid, España, 2013.
- [4] D.Serrato García, «Cálculo,diseño y análisis de una central termosolar de colectores cilindrico-parabólicos operando con sales fundidas.» Universidad Carlos III de Madrid, España, 2012.
- [5] NASA, 2015. [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>
- [6] Senamhi, «Senamhi,» 2015. [En línea]. Available: www.senamhi.org.
- [7] M.Angel Guillamon López, «Central Termosolar de 50MW en murcia con colectores cilindrico-parabólicos.» Escuela tecnica superior de ingenieros de minas, España, 2012.
- [8]Cañar Reinoso, «Energía solar térmica para Generacion de electricidad en el ecuador.» Universidad de Cuenca, Ecuador, 2014.
- [9] «Notas de Geometria Solar.» Energias Renovables, Ejercicios de radiacion. 2014.
- [10] J.Rivero Fuentes, «Estudio de viabilidad técnico-económica de una central termosolar.» Universidad de Cádiz, Cádiz, 2011.
- [11]Distrito de Olmos, 2015. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Distrito_de_Olmos [Ultimo acceso noviembre 2015].
- [12] Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation, International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies 2002, Zurich, Switzerland.

[13] Osinergmin «Osinergmin,» 2016. [En línea]. Available: www.osinergmin.gob.pe

[14] A.Aynat Piquer «Determinación del ciclo de vapor de una central solar termoelectrica de 50MW.» Universidad Carlos III De Madrid, 2011.

[15] Garcia Garrido, Centrales termosolares “Ciclo agua- vapor, el campo solar, el sistema HTF,turbinas de vapor” Renovetec , 2009.

[16] Zarza, E., «Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS) », tesis doctoral, universidad de Sevilla, España. 2002.

[17] Ciria Repáraz, I, «Análisis de la tecnología de concentración solar mediante colectores cilindro parabólicos para generación eléctrica», Zaragoza 2010.

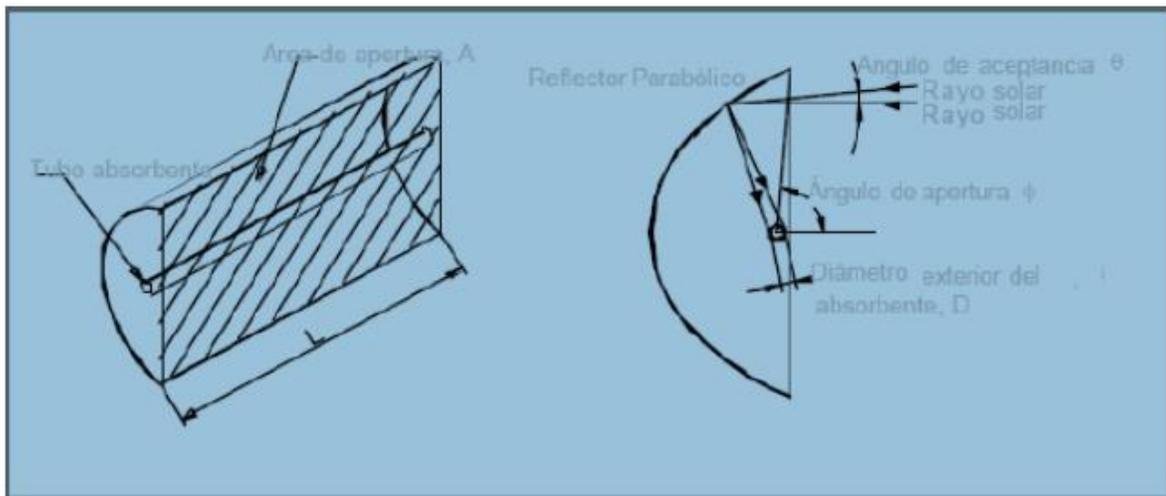
[18] Ministry of energy and mines, “The golden bock COP 20”, Lima 2014.

Anexos A

A.1 Parámetros básicos de radiación

A.1.1 Factor de concentración

El primer dato que se va a calcular del campo solar será la razón de concentración. La razón de concentración C , es el cociente entre el área de apertura del colector y el área total del tubo absorbedor.



$$C = \frac{A_{\text{colector}}}{A_{\text{tubo}}}$$

Dónde:

C = Razón de concentración

A_{colector} = Área del colector, expresada en m^2

A_{tubo} = Área del tubo absorbedor, expresada en m^2

L = Longitud del tubo absorbedor expresada en m

D = Diámetro exterior del tubo absorbente, expresada en m

Para el cálculo de la razón de concentración se ha puesto que al ser la forma del colector semicilíndrica, la radiación directa que incide en el tubo se daría en la mitad de este, por lo que se ha optado por dividir el área del tubo por la mitad teniendo la siguiente fórmula.

$$C = \frac{2 \cdot A}{L \cdot \pi \cdot D} = \frac{2 \cdot 817,5}{148,5 \cdot \pi \cdot 0,77} = 50,065$$

El valor de la razón de concentración obtenido se encuentra dentro de los parámetros habituales para este tipo de colectores de alta concentración, que están en el rango de 10 y 80.

Para calcular el ángulo de aceptación de la radiación directa sobre el colector, se tendrá en cuenta la siguiente relación:

$$C \leq \frac{1}{\text{sen } \theta_s}$$

Este ángulo de aceptación θ es el ángulo máximo que pueden formar dos rayos en un plano transversal de la apertura del colector de manera que, una vez reflejados, dichos rayos intercepten el tubo absorbente, en este caso viene determinado por:

$$\theta_s = \text{arcsen} \frac{1}{C} = 1,14$$

A.1.2 Cálculo del ángulo diario, el factor de corrección de excentricidad y la declinación

El ángulo diario (γ) es un parámetro relativo a la posición de la tierra en el plano de la elíptica expresado en $^\circ$. Su expresión viene dada en la formula siguiente:

$$\gamma = \frac{360 * (d_n - 1)}{365}$$

Dónde:

d_n = Los días que hay desde el 1 enero hasta el día presente

Para el caso del punto de diseño, el día 15 de marzo:

$$\gamma = \frac{360 * (74 - 1)}{365} = 72^\circ$$

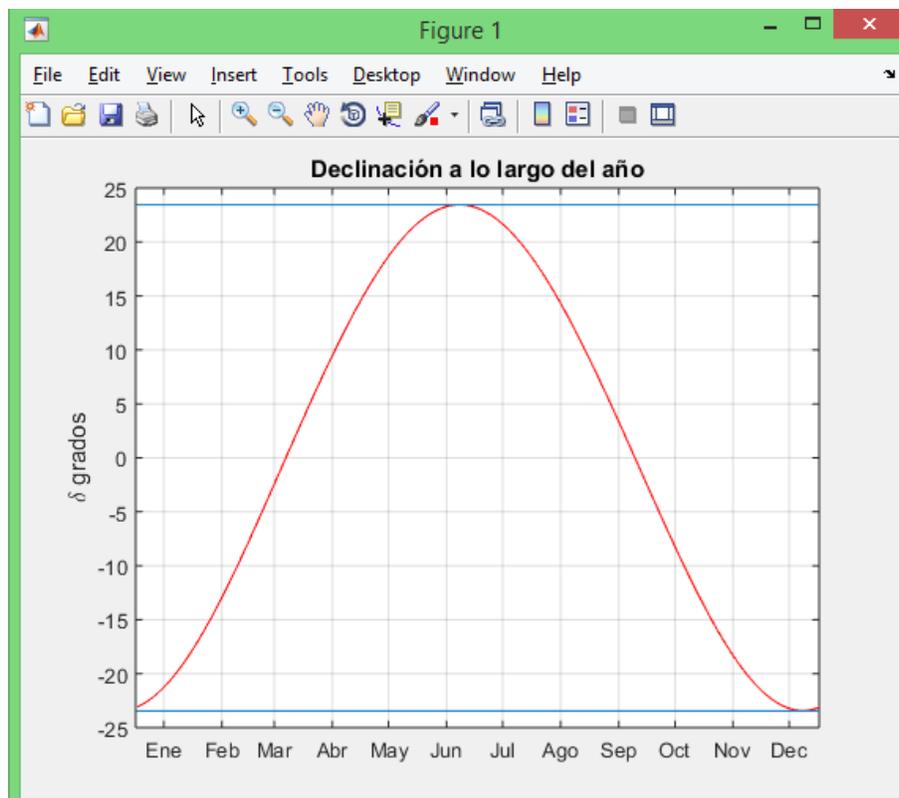
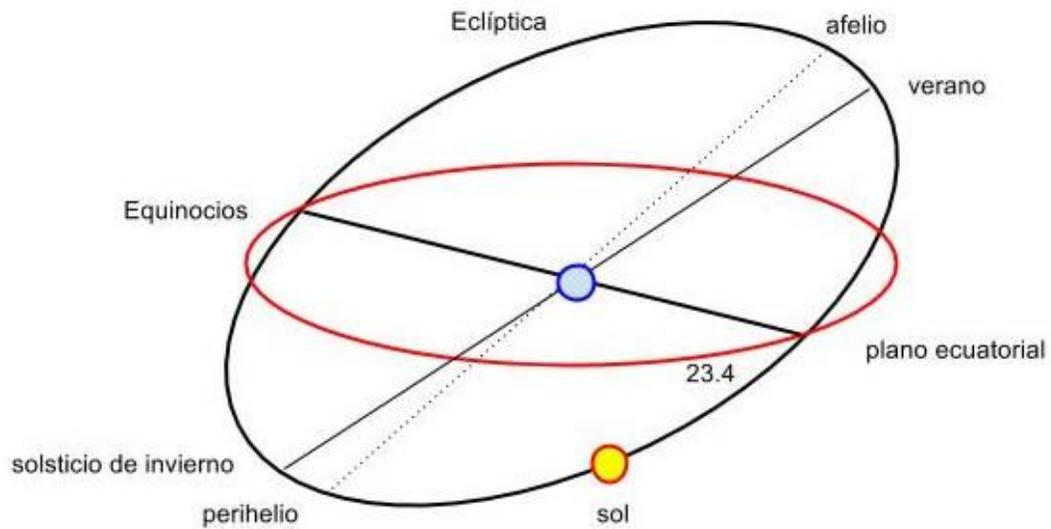
El factor de corrección de excentricidad (ϵ_o) se ha calculado mediante la expresión de Duffie y Beckman que se muestra en la siguiente expresión.

$$\epsilon_o = 1 + 0,033 * \cos\left(\frac{360}{365} * d_n\right)$$

$$\epsilon_o = 1 + 0,033 * \cos\left(\frac{360}{365} * 74\right) = 1,01$$

La declinación (δ) es el ángulo que forma la línea que une el centro de la tierra y el centro del sol con el plano del ecuador celeste. El plano de giro de la tierra en torno al

Sol se llama plano de la eclíptica. El eje polar gira en torno a la normal al plano de la línea que une los centros del sol y de la tierra varia con el tiempo.



La declinación viene dada por la aproximación de Cooper en la siguiente expresión:

$$\delta = 23,45 * \text{sen}\left(\frac{360}{365} (d_n + 284)\right)$$

$$\delta = 23,45 * \text{sen}\left(\frac{360}{365} (74 + 284)\right) = -2,85$$

El solsticio de invierno corresponde al día 21 de diciembre y $\delta = -23,45$ y el solsticio de verano corresponde al día 21 de junio y $\delta = 23,45$. Los equinoccios de primavera y otoño son el 21 de marzo y de septiembre.

A.1.3 Cálculo del ángulo horario y el ángulo de incidencia sobre un CCP

El día solar es el intervalo de tiempo en el que el sol describe un ciclo completo respecto a un observador fijo terrestre. El día solar no es constante ya que el eje polar está inclinado respecto a la eclíptica ya que la órbita de la tierra es elíptica. A diferencia del tiempo medido por los relojes las 0 horas corresponde al paso del sol con respecto al meridiano de Greenwich.

Los ángulos que describe el sol respecto al observador se denominan ángulo horario (ω) y son negativos por la mañana y positivos por la tarde.

El tiempo basado en el movimiento aparente del sol por la bóveda celeste se le denomina tiempo solar verdadero. Este tiempo solar verdadero está relacionado con lo que se le llama tiempo de reloj (LCT) por la ecuación del tiempo (ET). La relación viene dada en la siguiente fórmula.

$$ET = \omega - LCT$$

Spencer da como una aproximación en la ecuación de tiempo (ET). Su expresión viene dada en la fórmula siguiente expresada en h.

$$ET = \frac{229,18}{60} * [0,000075 + 0,001868 * \cos(\gamma) - 0,014615 * \cos(2 * \gamma) - 0,04089 * \text{sen}(2 * \gamma) - 0,032077 * \text{sen}(\gamma)]$$

$$ET = \frac{229,18}{60} * [0,000075 + 0,001868 * \cos(72) - 0,014615 * \cos(2 * 72) - 0,04089 * \text{sen}(2 * 72) - 0,032077 * \text{sen}(72)]$$

$$ET = -0,1607$$

El ángulo solar (ω) para una superficie horizontal queda como se muestra en la expresión:

$$\omega(0) = (TO - 12 + ET - AO) * 15 - (LL - LH)$$

$$\omega(0) = (12 - 12 + 0,1607 - 5) * 15 - (75 - 79,43)$$

$$\omega(0) = -68,16$$

Donde

TO: tiempo oficial del lugar, expresado en h

AO: adelanto de la hora oficial, expresado en h

LL: Longitud de lugar, expresada en °

LH: Logitud del huso de referencia, expresado en °

La esfera celeste se divide en 24 husos horarios de donde $360/24 = 15^\circ$, es decir una hora son 15° . Este tiempo se refiere a lo que se llama sol medio, que es un sol ficticio que se describe una órbita circular y por tanto la velocidad es constante y los tiempos de cada 15° iguales.

El adelanto de la hora en Perú es de GTM-5, La longitud del huso horario de referencia, en este caso es igual a -5 debido a que se encuentra a 5 husos a la izquierda del meridiano de Greenwich.

El ángulo de incidencia de un colector con su eje de giro horizontal y orientación sur viene dado por la siguiente ecuación:

$$\varphi = \arccos(\cos\delta \sqrt{(\cos(\phi) * \cos(\omega) + \tan(\delta) * \sen(\phi))^2 + \sen^2(\omega)})$$

$$\varphi = \arccos(\cos - 2,85 \sqrt{(\cos(37,85) * \cos(-68,16) + \tan(-2,85) * \sen(37,85))^2 + \sen^2(-68,16)})$$

$$\varphi = 13,65^\circ$$

El modificador por el ángulo de incidencia K, depende directamente del ángulo de incidencia, el valor de K se da como una función que se determina experimentalmente para el colector Eurotrough viene definida por la siguiente expresión:

$$K(\theta) = 1 - 2,23073 * 10^{-4} * \varphi - 1,1 * 10^{-4} * \varphi^{-2} + 3,18596 * 10^{-6} * \varphi^3 - 4,85509 * 10^{-8} * \varphi^4$$

$$K(\theta) = 1 - 2,23073 * 10^{-4} * 15,5 - 1,1 * 10^{-4} * 13,65^{-2} + 3,18596 * 10^{-6} * 13,65^3 - 4,85509 * 10^{-8} * 13,65^4$$

$$K(\theta) = 0,9892$$

Anexos B

Monthly Averaged Direct Normal Radiation (kWh/m²/day)

Lat 5.59 Lon 79.43	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	5.78	6.82	6.9	5.40	4.89	4.98	5.11	5.24	5.02	4.98	5.02	5.44	5.46

Minimum And Maximum Difference From Monthly Averaged Direct Normal Radiation (%)

Lat 5.59 Lon 79.43	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Minimum	-11	-27	-21	-21	-18	-27	-25	-27	-23	-33	-31	-4
Maximum	21	5	5	17	22	23	15	25	23	41	27	26

NOTE: Diffuse radiation, direct normal radiation and tilted surface radiation are not calculated when the clearness index (K) is below 0.3 or above 0.8.

[Parameter Definition](#)

Monthly Averaged Insolation Incident On A Horizontal Surface At Indicated GMT Times (kW/m²)

Lat 5.59 Lon 79.43	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Average@00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Average@03	0.31	0.35	0.39	0.38	0.37	0.34	0.33	0.36	0.38	0.39	0.35	0.33
Average@06	0.71	0.81	0.86	0.76	0.70	0.68	0.71	0.74	0.75	0.71	0.65	0.68
Average@09	0.60	0.70	0.73	0.63	0.56	0.56	0.59	0.61	0.57	0.56	0.50	0.55
Average@12	0.11	0.14	0.15	0.12	0.09	0.11	0.11	0.12	0.09	0.07	0.05	0.07
Average@15	n/a											
Average@18	n/a											
Average@21	n/a											

Estación : OLMOS , Tipo Automtica - Meteorológica 1

Departamento : LAMBAYEQUE Provincia : LAMBAYEQUE Distrito : OLMOS Ir : 2015-08 ▼
 Latitud : 5° 59' 1" Longitud : 79° 43' 1" Altitud : 192

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-Ago-2015	21.88	29.2	14.7	73.88	0	999.12	3.82	245
02-Ago-2015	21.58	30.5	14.8	74.63	0	997.76	3.85	51
03-Ago-2015	21.43	29.7	15.7	76.71	0	996.8	3.1	5
04-Ago-2015	22	31.1	13.6	71.29	0	997.32	3.69	246
05-Ago-2015	22.23	31.9	15.6	73.13	0	998.09	3.21	209
06-Ago-2015	20.95	29.1	15.9	78.79	0	998	2.67	3
07-Ago-2015	22.6	30.7	17.4	74.17	0	998.72	3.76	265
08-Ago-2015	20.76	26.1	18.4	80.79	0	1001.27	2.8	258
09-Ago-2015	20.85	24.2	17.7	79.71	0	1000.85	2.68	247
10-Ago-2015	22.01	26.5	18.8	73	0	999.65	2.73	250
11-Ago-2015	22.57	31	15.9	70.5	0	999.73	3.7	263
12-Ago-2015	21.23	28.5	16.8	75.75	0	999.7	3.16	283
13-Ago-2015	21.38	29.6	16.7	74.71	0	999.89	3.75	269
14-Ago-2015	20.6	29.2	13.9	73.54	0	1000.37	3.68	272
15-Ago-2015	21.33	31	14.1	70.92	0	999.76	3.7	260
16-Ago-2015	22.09	30.1	18	71.79	0	999.77	4.45	250
17-Ago-2015	21.26	30.1	13.7	72.33	0	1000.56	3.92	243
18-Ago-2015	22.39	32.3	15.7	70	0	999.61	3.85	260
19-Ago-2015	22.11	31.8	17	74.13	0	998.62	3.6	82
20-Ago-2015	21.69	28.3	17.7	74.13	0	999.49	4	248
21-Ago-2015	21.8	30.2	17.1	71.5	0	999.47	3.98	227
22-Ago-2015	22.11	31.4	16.5	70.67	0	999.29	4.34	255
23-Ago-2015	22.71	62.2	15.3	167	0	957.53	3.49	269
24-Ago-2015	23.35	57.4	15.2	162.46	0	957.82	3.63	260
25-Ago-2015	21.49	28.3	17.2	76.67	0	999.14	3.83	259
26-Ago-2015	21.72	29.1	17.8	74.83	0	1000.1	3.46	239
27-Ago-2015	21.35	30.2	14.2	73.46	0	1000.42	3.86	18
28-Ago-2015	71.04	81.2	17.1	2072.5	0	83.43	.04	

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística
 * Información sin Control de Calidad
 * El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

RADIACIÓN SOLAR ASOCIADA A LAS LOCALIDADES A NIVEL NACIONAL

ZONA NORTE

N	UBIGEO	ID_MEM	DEPARTAMENTO	PROVINCIA	DISTRITO	LOCALIDAD	LONGITUD WGS84	LATITUD WGS84	VIVIENDAS	RANGO RADIACION SOLAR
26992	1403080148	073963D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA COLORADA	-80.20	-5.90	7	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26993	1403080082	073964D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA CRUZ DEL PUENTE	-79.90	-5.91	54	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26994	-	117173D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA ENTRADA DE ALTO ROQUE	-80.24	-5.93	19	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26995	1403080036	073965D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA ESPERANZA	-80.06	-5.83	31	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26996	1403080065	073966D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA ESTANCIA	-79.80	-5.90	136	6.0 - 6.5 kW h/m ²
26997	1403080165	073967D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA FLORIDA	-79.96	-5.75	7	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26998	1403080108	073968D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA JULIANA	-79.71	-5.98	21	5.5 - 6.0 kW h/m ²
26999	-	073969D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA LAGUNA	-79.87	-5.88	60	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27000	1403080151	114079D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA LOMA	-80.24	-5.95	2	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27001	1403080119	073970D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA MARAVILLA	-79.90	-6.15	8	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27002	1403080149	114080D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA MISTERIOSA	-80.10	-5.94	9	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27003	1403080116	073971D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA ORCHILLA	-79.83	-6.09	34	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27004	1403080105	073972D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA PILCA	-79.66	-5.95	104	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27005	1403080132	073973D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA PONDEROSA	-79.85	-5.75	30	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27006	1403080109	073974D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA TOMA DEL RIO	-79.73	-5.98	15	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27007	1403080016	073975D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA VICTORIA	-79.91	-5.73	21	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27008	1403080013	073976D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LA VIRGEN	-79.81	-5.72	30	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27009	1403080057	073977D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAGUNA CHICA	-79.87	-5.87	53	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27010	1403080159	114081D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAGUNA DEL CARMEN	-79.74	-5.99	6	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27011	1403080056	073978D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAGUNA LARGA	-79.85	-5.86	118	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27012	1403080004	073979D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAS ANIMAS	-79.97	-5.59	8	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27013	1403080133	073980D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAS MERCEDES	-79.85	-5.77	10	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27014	1403080140	073981D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAS PAMPAS	-79.77	-5.90	97	5.5 - 6.0 kW h/m ²
27015	1403080087	073982D	LAMBAYEQUE	LAMBAYEQUE	OLMOS	LAS PAMPAS DE CHICCHAS	-79.77	-5.91	66	5.5 - 6.0 kW h/m ²

THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal expansion		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight		166

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. W

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

* 1 bar = 100 kPa - ** 1 mm²/s = 1 cSt

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0,90797 * T(^{\circ}\text{C}) + 0,00078116 * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2,367 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1083,25$$

$$\text{Heat capacity (kJ/kg.K)} = + 0,002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5,9591 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 2,9879 * 10^{-9} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 4,4172 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 1,498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = - 8,19477 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) - 1,92257 * 10^{-7} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 2,5034 * 10^{-11} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 7,2974 * 10^{-15} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 0,137743$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = e^{\left(\frac{544,149}{T(^{\circ}\text{C})+114,43} - 2,59578 \right)}$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = - 0,190859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,35824 * 10^{-3} * T(^{\circ}\text{C})^2 - 3,6106 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^3 + 1,08408 * 10^{-7} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 2,12329$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = - 0,528933 * T(^{\circ}\text{C}) - 7,50103 * 10^{-6} * T(^{\circ}\text{C})^2 + 1,5622 * 10^{-9} * T(^{\circ}\text{C})^3 - 3,771 * 10^{-12} * T(^{\circ}\text{C})^4 + 425,18$$

THERMINOL VP-1

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Enthalpy* kJ/kg	Dynamic Viscosity mPa.s
12	-	0,0081	0,975	419,0	0,0057
20	-	0,0085	1,003	427,0	0,0059
30	-	0,0090	1,037	437,2	0,0061
40	-	0,0095	1,070	447,7	0,0063
50	-	0,0100	1,104	458,6	0,0065
60	-	0,0105	1,137	469,7	0,0067
70	-	0,0110	1,170	481,3	0,0069
80	-	0,0116	1,203	493,2	0,0071
90	-	0,0121	1,235	505,4	0,0073
100	-	0,0126	1,267	517,9	0,0075
110	0,042	0,0132	1,299	530,7	0,0077
120	0,065	0,0137	1,331	543,9	0,0079
130	0,099	0,0143	1,362	557,2	0,0081
140	0,148	0,0149	1,393	571,0	0,0083
150	0,214	0,0154	1,424	585,0	0,0085
160	0,303	0,0160	1,454	599,4	0,0087
170	0,422	0,0166	1,484	613,9	0,0089
180	0,575	0,0171	1,514	628,8	0,0091
190	0,772	0,0177	1,543	644,0	0,0094
200	1,02	0,0183	1,572	659,5	0,0096
210	1,33	0,0189	1,601	675,1	0,0098
220	1,71	0,0195	1,629	691,0	0,0100
230	2,17	0,0201	1,657	707,1	0,0102
240	2,72	0,0207	1,685	723,5	0,0104
250	3,38	0,0213	1,712	740,1	0,0106
260	4,17	0,0220	1,739	756,8	0,0108
270	5,09	0,0226	1,766	773,8	0,0110
280	6,17	0,0232	1,792	791,0	0,0112
290	7,42	0,0238	1,819	808,4	0,0114
300	8,86	0,0245	1,845	825,8	0,0116
310	10,5	0,0251	1,871	843,4	0,0118
320	12,4	0,0258	1,897	861,1	0,0120
330	14,6	0,0264	1,923	879,0	0,0122
340	17,0	0,0271	1,948	896,9	0,0124
350	19,8	0,0277	1,974	915,0	0,0126
360	22,9	0,0284	2,001	933,1	0,0128
370	26,5	0,0291	2,027	951,2	0,0130
380	30,5	0,0298	2,054	969,5	0,0132
390	35,0	0,0304	2,082	987,6	0,0134
400	40,1	0,0311	2,111	1005,8	0,0136
410	45,8	0,0318	2,142	1024,0	0,0138
420	52,4	0,0325	2,175	1042,0	0,0140

* the enthalpy basis is ideal gas at 12°C

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = - 0,0303917 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,34615 * 10^{-4} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,41006 * 10^{-6} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 5,33458 * 10^{-9} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 0,553905$$

$$\text{Heat Capacity (kJ/kg.K)} = + 0,003703 * T(^{\circ}\text{C}) - 3,0274 * 10^{-6} * T^2(^{\circ}\text{C}) + 2,9324 * 10^{-9} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,92709$$

$$\text{Dynamic Viscosity (mPa.s)} = + 2,0124 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) + 3,4557 * 10^{-9} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 7,1288 * 10^{-12} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,005449$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = + 4,84257 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) + 2,9067 * 10^{-8} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 6,5306 * 10^{-12} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,0075110$$

Datos del Flagsol SKAL-ET 150

Collector	Flagsol SKAL-ET 150	Geometric Concentration	82	Summary	
Structure	Torque box design-galvanized steel	Reflector	glass mirror	Aperture area	817.5
Wind load design basis	31.5 m/s	Bearing type	--	Weight/m ²	~ 33 kg/m ²
Aperture width	5.77m	Interconnect	--	Peak optical η	80 %
Focal length	1.71m	Drive	hydraulic	(Reference)	FPL SEGS V
Length per collector module	12m	HCE type	evac. tube	Field experience	Loop at KJ SEGS V 4 yr
Length per SCA	148.5m	Sun sensor	Flagsol		
Location of C.G.	3.5m	Foundations	pile		
Rim angle	80	SCAs/loop	4		
		Control system	Flagsol		
		Erection method	jig		

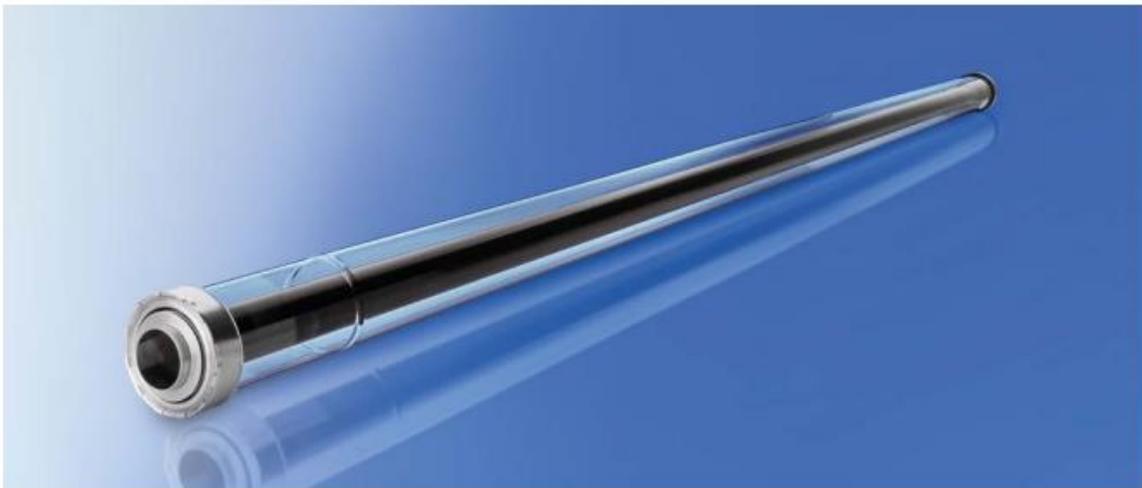


SCHOTT PTR®70 Receivers

Designed for maximum profitability of the power plant

SCHOTT Solar CSP introduces the 4th generation of receivers, which benefits from the experience of more than 1 Million receivers installed in over 50 CSP projects worldwide. The new generation SCHOTT PTR®70 again sets the benchmark in product performance and provides superior product durability and lifetime.

The SCHOTT PTR®70 is designed for usage in state-of-the-art power plants operating with oil-based heat transfer fluids at temperatures up to 400°C.



Stable performance

The optical properties of the absorber coating are crucial for the performance of the collector field. SCHOTT Solar CSP has developed and patented the absorber coating with remarkable optical and thermal values for a long-term performance stability.

Higher efficiency through low heat loss

A new receiver end design includes an innovative internal heat shield that minimizes heat losses and improves the efficiency of the receiver.

Improved handling and robustness

The 4th generation receiver is significantly lighter and is equipped with a protection cap at the receiver ends. It prevents mechanical impact to sensitive parts during mounting, installation and operation, thus improving project execution.

SCHOTT
solar

Validated best-in-class performance

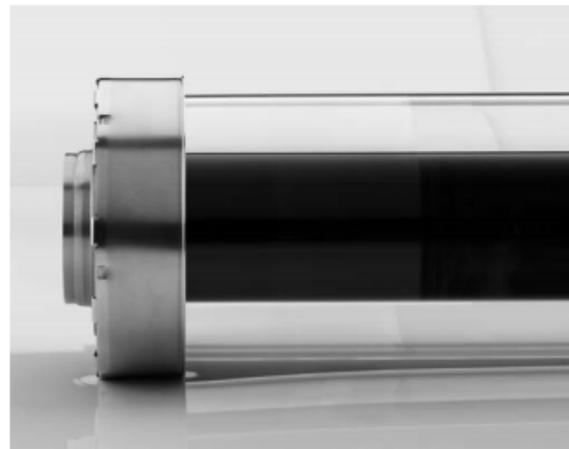
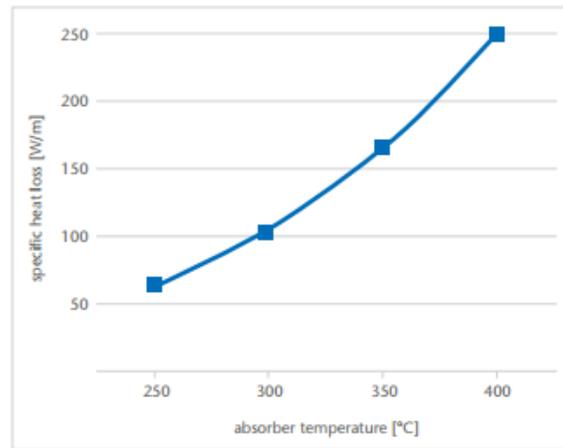
According to measurements at DLR (German Aerospace Centre) Quarz, the SCHOTT 4th generation receiver shows an optical performance 6% above the industry standard.

Heat loss measurements carried out in a round robin test performed by SCHOTT Solar CSP in cooperation with NREL (US National Renewable Energy Laboratory) and DLR confirmed a heat loss of less than 250 W/m at working temperatures (400°C).

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 inches at 68°F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350°C / 662°F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{\text{no}} \geq 95.5\%$ $\alpha_{\text{ASTM}} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields < 250 W/m (@ 400°C) < 165 W/m (@ 350°C) < 110 W/m (@ 300°C) < 70 W/m (@ 250°C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{\text{H}_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

Thermal losses

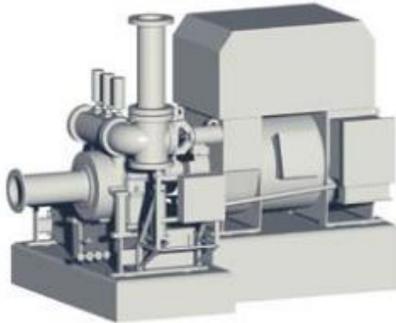


SCHOTT Solar CSP GmbH
 Hattenbergstrasse 10
 55122 Mainz
 Germany
 Phone +49 (0)61 31/66-14158
 Fax +49 (0)3641/2888-9192
 csp@schottsolar.com

www.schott.com/csp

SCHOTT
solar

Version October 2013



SST-060

(nombre anterior: AFA, CFA oder CFR)

Hasta 6 MW

La SST-060 se caracteriza por una construcción robusta y por un funcionamiento muy seguro incluso bajo las condiciones más duras. Es apropiada también para el funcionamiento con vapor saturado. Como turbina de condensación o contrapresión en combinación con diversos módulos vale para muchos ámbitos de aplicación.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 6 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión hasta 29 bar (a) o condensación

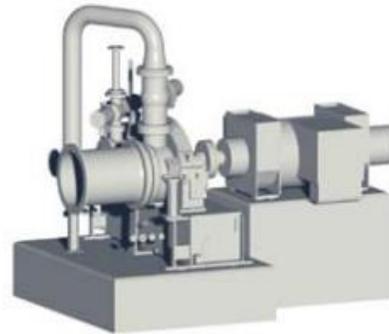
Dimensiones típicas

Longitud: 1,5 m*
Anchura: 2,5 m*
Altura: 2,5 m*

Principales características

- Ejecución como turbina de condensación o contrapresión
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Adaptación específica al cliente
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible
- Apropiaada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropiaada para la expansión de gas natural

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.



SST-110

(nombre anterior: TWIN)

Hasta 7 MW

La SST-110 es una turbina de dos carcasas con un reductor que puede trabajar con diversas redes de vapor. Es extremadamente económica y eficiente y puede absorber elevados gradientes térmicos con una extracción simultánea regulada.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 7 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión o condensación

Dimensiones típicas

Longitud: aproximadamente 6 m, incluido el generador
Anchura: 2,8 m
Altura: 3,2 m

Principales características

- Ejecución de contrapresión, extracción o condensación
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Configuración totalmente compacta
- Extracción y/o alimentación reguladas por presión
- Disposición de alta presión – baja presión
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible
- Apropiaada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropiaada para la expansión de gas natural

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.



Características

- > Gama de potencias entre 0.1 y 15 MW
- > Códigos de diseño: AD-2000, DIN 4754, ASME VIII Div. 1
- > Marcado CE
- > Presión de diseño: 9 bar
- > Presión máx. de servicio: 7 bar
- > Temperatura de diseño: 400° C
- > Temperatura de servicio: 350° C
- > Número de serpentines: 2
- > Pasos efectivos de humos: 3
- > Rendimiento térmico: 87 – 91% (*)
- > Calidad material de serpentines: ASTM A106 Gr. B

Opciones

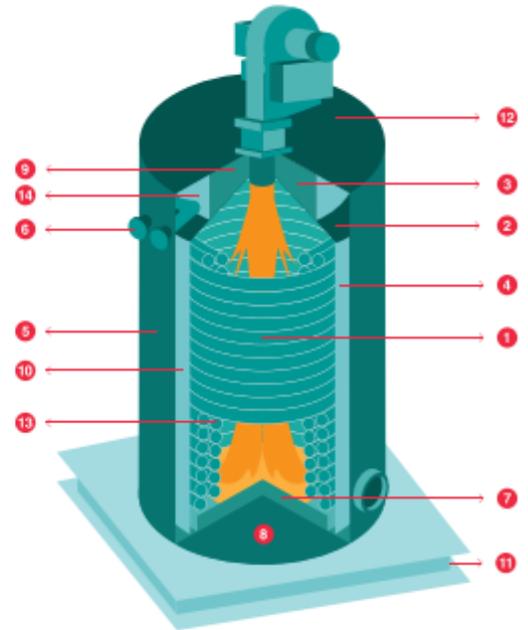
- > Ejecución horizontal / vertical
- > Diferenciales térmicos específicos
- > Aplicaciones concretas
- > Comunicación con PC
- > Temperatura de servicio hasta 400 ° C
- > Puertas frontal y dorsal abatibles para limpieza
- > Otras presiones de servicio
- > Recuperación gases combustión
- > Acabado inox. pulido

Aplicaciones

- | | | |
|------------------------------------|---------------------------|------------------------------|
| > Reactores | > Procesos de secado | > Prensas |
| > Calentamiento de asfalto/bitumen | > Evaporadores | > Flexografía y huecograbado |
| > Tanques de almacenamiento | > Columnas de destilación | > Universidades |
| > Pinturas | > Intercambiadores | > Centros de Investigación |
| > Plástico y caucho | > Energía Solar | > Etc... |
| > Aceites y grasas | > Minería | |

Modelo	Potencia calorífica (*)	
	kcal/h	kW
GFT-010	100000-150000	116-175
GFT-020	200000-300000	233-350
GFT-030	300.000-400000	350-465
GFT-040	400000-550000	465-640
GFT-060	650000-850000	756-990
GFT-090	900000-1300000	1047-1512
GFT-130	1400000-1800000	1625-2039
GFT-170	2000000-2300000	2325-2674
GFT-200	2500000-2800000	2905-3258
GFT-300	3000000-3500000	3488-4070

Potencias superiores disponibles
 (*) En función de condiciones de servicio: temperatura, combustible, caudal, etc...



Esquema caldera

- 1 Serpentin exterior
- 2 Tapa serpentines
- 3 Tapa cámara de combustión
- 4 Envoltente interior
- 5 Envoltente exterior
- 6 Bridas de conexionado
- 7 Base cámara de combustión
- 8 Aislamiento de la base
- 9 Fibra cerámica
- 10 Aislamiento
- 11 Perfiles UPN
- 12 Tapa de la caldera
- 13 Serpentin interior
- 14 Cierre cámara de combustión

Código de pedido

Ejemplo: GFT-020/xx/x

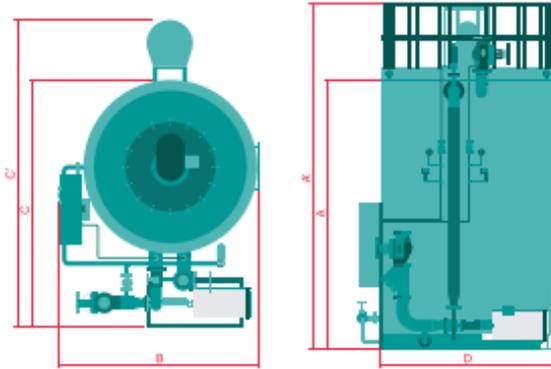
 Modelo	 Salto Térmico (20°-40°)	 "V" Vertical "H" Horizontal
---	---	---

Dimensiones principales (mm)

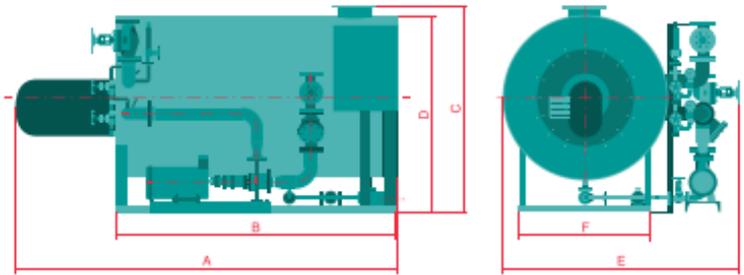
Modelo	A	B	C	D	A'	C'
GFT-010	1500	1525	1585	954		
GFT-020	1680	1580	1750	1100		
GFT-030	1821	1855	2000	1294		
GFT-040	2200	1855	2000	1292		
GFT-060	2625	2000	2350	1522	3720	3220
GFT-090	3170	2075	2525	1730	4275	3390
GFT-130	3180	2400	2780	1997	4280	3645
GFT-170	3875	2700	3160	2200	4980	4030
GFT-200	4020	2880	3270	2387	5125	4130
GFT-300	4715	3130	3515	2554	5820	4375

Modelo	A	B	C	D	E	F
GFT-010	2245	1500	1290	1230	1580	800
GFT-020	2705	1675	1495	1415	1620	900
GFT-030	2905	1875	1670	1614	1820	1100
GFT-040	3675	2200	1810	1725	1840	1100
GFT-060	3600	2600	1915	1825	2190	1215
GFT-090	4470	3105	2105	2025	2455	1715
GFT-130	4750	3125	2400	2335	2760	1715
GFT-170	5250	3840	2610	2530	2925	1975
GFT-200	5250	4020	2800	2730	3270	2050
GFT-300	5560	4670	3010	2930	3345	2155

Vertical



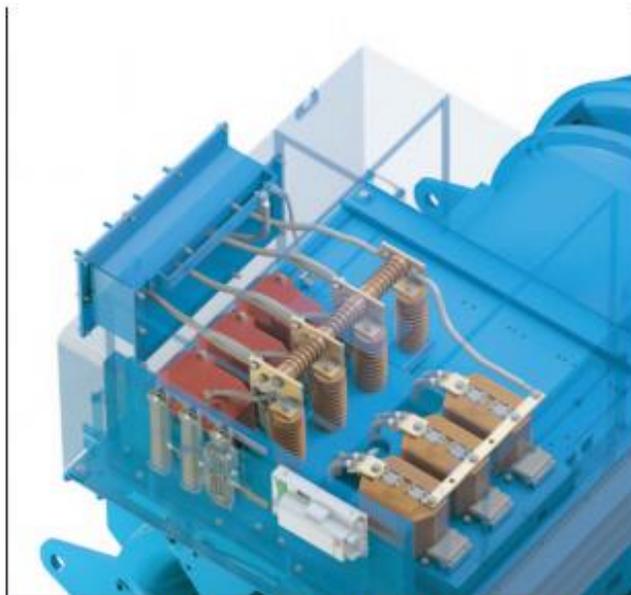
Horizontal



Product note

Medium and high voltage generators for steam and gas turbines
Reliable distributed power from 0.9 to 6.0 MVA

ABB is expanding its offering to cover standard mid-range generators for turbine OEMs. Ideal for heavy duty applications; the new compact, high performance generators offer short delivery times and easy installation. ABB's globally identical production processes ensure high quality, easy sourcing and efficient logistics.



Large, integrated terminal space in top of frame for easy installation of cables, transformers and AVR, with a clever cooling function.

Typical technical data

Frame size	500 to 630
Power range	0.9 – 6.0 MVA
Voltage range	3.3 – 13.8 kV
Frequency	50 or 60 Hz
Pole number	4-pole, (1500 or 1800 rpm)
Cooling and protection	IC 0A1/IP 23, open air cooled
Mounting	IM1001 double bearings, normal feet
Main dimensions	500: 2480 x 1310 x 1730 mm (LWH) 560: 2700 x 1400 x 1850 mm (LWH) 630: 3170 x 1650 x 1990 mm (LWH)

Design features

Insulation class / Temp. rise	F/F
Excitation method	PMG as standard
AVR type	Analog as standard
Winding pitch	5/6, (2/3 on request)
Connections	Top integrated terminals and AVR, 4 bus bars – 6 leads

Main options

Cutting-edge digital AVR (advanced ABB Unitrol 1010)
6 bus bars, CTs and PTs for differential protection
Air filters (with no power derating)
Adaptable cable output, all directions with 45° angle cable tube

3	Campo Solar	cantidad	unidad	total
3,1	Espejos	16 128	101,24	1 632 798,72
	Lazos 12 x 4 colectores	48		
	Modulos por colector	12		
	Espejos por modulo	28		
3,2	Tubos	144	13 455	1 937 520
	Lazos	12		
	Colectores por lazo	4		
	Tubos por colector	3		
3,3	Estructura metalica	48	61 103	2 932 944
	Lazos	12		
	Colectores por lazo	4		
3,4	Sistema Motriz	48	3 335	160 080
	Lazos	12		
	Colectores por lazo	4		
3,5	Juntas Rotativas	48	1 708	81 984
	Lazos	12		
	Colectores por lazo	4		
3,6	Sistema de control			
	Controlador local	48	3 510	168 480
	lazos	12		
	Colectores por lazo	4		
3,7	Instrumentacion y otros	48	200	9 600
	Total del campo solar (Euros)			6 923 406,72
	Total del campo solar (soles)			24 231 923,52

Precio en Barra (SEIN)

Barras Principales	PRECIOS EN BARRA				Variación Fijación vs Vigente
	Potencia PPB S/kW-mes	Energía HP PEBP ctm.S/kWh	Energía HFP PEBF ctm.S/kWh	Precio Medio ctm.S/kWh	
Piura	35,60	12,42	11,37	21,48	-9,7%
Chiclayo	35,60	12,18	11,18	21,28	-9,8%
Trujillo	35,60	11,98	11,02	21,11	-10,0%
Lima	35,60	11,99	10,94	19,54	-10,0%
Ica	35,60	11,88	10,96	21,03	-8,9%
Marcona	35,60	12,05	11,10	21,18	-8,8%
Tingo Maria	35,60	11,99	11,05	21,13	-10,1%
Cusco	35,60	12,96	11,63	21,84	-5,4%
Combapata	35,60	12,93	11,75	21,92	-6,9%
Tintaya	35,60	13,02	11,89	22,04	-7,2%
Juliaca	35,60	12,92	11,78	21,94	-7,2%
Socabaya	35,60	12,69	11,64	21,75	-7,9%
Toquepala	35,60	12,83	11,77	21,88	-7,7%
Tacna	35,60	12,84	11,73	21,85	-7,7%



Resultados de la Primera Subasta de Energías Renovables: Primera Convocatoria

I. Energía Requerida

	Biomasa	Eólica	Solar	Total
Energía Requerida (GWh/año)	813	320	181	1314
Energía Adjudicada (GWh/año)	143.3	571	172.94	887.24
% Adjudicado	18%	178%	96%	68%

II. Potencia Requerida

	Hidroeléctricas
Potencia Requerida (MW)	500
Potencia Adjudicada (MW)	161.71
% Adjudicado	32%

Las cuotas no cubiertas por una determinada tecnología podían ser cubiertas por otras.

III. Resultados en Precios

	Precio Base fijado por OSINERGMIN	Precio Promedio Ofrecido	Nº de Proyectos Propuestos	Nº de Proyectos Adjudicados
Biomasa (Ctv US\$/kWh)	12.00	8.10	2	2
Eólica (Ctv US\$/kWh)	11.00	7.92	6	3
Solar (Ctv US\$/kWh)	26.90	22.14	6	4
Hidroeléctrica (Ctv US\$/kWh)	7.40	5.99	17	17

